R. Grassmann

Anleitung zur Berechnung einer Dampfmaschine

Vierte Auflage

Anleitung zur Berechnung einer Dampfmaschine

Ein Hilfsbuch für den Unterricht im Entwerfen von Dampfmaschinen

von

R. Graßmann
o. Professor an der Technischen Hochschule in Karlsruhe i. B.
Geheimer Hofrat, Regierungsbaumeister a. D.

Vierte, umgearbeitete
und stark erweiterte Auflage

Mit 25 Anhängen, 471 Figuren
und 2 Tafeln



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH
1924

Ursprünglich erschienen bei Julius Springer in Berlin 1924
Softcover reprint of the hardcover 4th edition 1924

ISBN 978-3-662-38626-2 ISBN 978-3-662-39482-3 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-662-39482-3

Vorwort.

Der Unterricht im Entwerfen ganzer Maschinen ist, wie heute wohl allgemein anerkannt wird, nicht in erster Linie dazu bestimmt, den Studierenden als Konstrukteur auf dem Sondergebiet auszubilden, dem die zu entwerfende Maschine angehört, sondern ihm eine allgemeine Schulung im Konstruieren zuteil werden zu lassen. Der Unterricht soll ihn einführen in die Geisteswerkstatt des Konstrukteurs, soll ihm zeigen, wie sich die Teilaufgaben erst mit dem Entwurf aus der Gesamtaufgabe entwickeln, wie sich der Konstrukteur die entstehenden Teilaufgaben erst zurechtmachen muß, wie er auch die Reihenfolge der einzuschlagenden Wege erst ausfindig machen muß, und wie er oft auch einen aufgenommenen Weg, der zunächst der natürlichste zu sein schien, aufgeben muß, um einen anderen zu verfolgen.

Die Bearbeitung zusammenhängender Konstruktionsaufgaben soll dem Studierenden ferner zeigen, wie die mannigfachen sich stellenden Forderungen oft in Widerstreit geraten, soll ihn lehren, ihre Wichtigkeit abzuwägen und zu entscheiden, wie weit die einen gegen die anderen zurückgestellt werden müssen.

Die Schwierigkeit dieser Unterrichtsaufgabe leuchtet ein, wenn man bedenkt, wie zahlreich und verschiedenartig die Bedingungen sind, welche die Konstruktion beeinflussen, wie neben den Ergebnissen der Rechnung die leichte und zweckmäßige Bearbeitung mit den Mitteln der Werkstatt, der einfache Zusammenbau, die gute Zugänglichkeit der zu bedienenden Teile im Betrieb Berücksichtigung verlangen, wie wieder manche dieser Rücksichten in Widerstreit geraten mit anderen Forderungen, als Einschränkung des Materialaufwandes, Zahl der Teile, aus denen die Maschine zusammenzusetzen ist, und nicht zuletzt mit der Forderung der Wirtschaftlichkeit des Betriebes.

Der Studierende ist oft, auch noch in oberen Semestern, zu sehr geneigt, für die sich im Laufe des Entwurfs ergebenden Teilaufgaben eine bestimmte, nur durch eine Forderung bedingte Lösung zu erwarten und zu glauben, daß Konstruktionsaufgaben ähnlich gelöst werden können wie mathematische Schulaufgaben. Dieser zum Teil durch seine Vorbildung entstandene Irrtum in der Auffassung der Ingenieuraufgaben wird oft noch gestärkt durch die in vielen Lehrbüchern und Taschenbüchern enthaltenen rezeptartigen Regeln, die eine solche Lösung zu gestatten scheinen und auch in den Fällen, auf welche sie zugeschnitten sind, ein äußerlich brauchbares Resultat liefern, aber versagen, sobald die Bedingungen andere sind.

Solche Regeln müssen gemieden werden, weil sie der Erreichung des mit der Behandlung von Sonderaufgaben erstrebten Zieles allgemeiner Schulung im Konstruieren hinderlich sind. Sie täuschen den Studierenden

über Schwierigkeiten hinweg und nehmen dem Lehrer die Gelegenheit, sie zu besprechen.

Es ist einleuchtend, daß ein Unterricht mit den vorstehend gekennzeichneten Zielen nur ein Einzelunterricht sein kann: Dem Studierenden soll nach einer kurzen Anleitung, wie die Aufgabe anzufassen ist, die erwünschte Freiheit und Selbständigkeit gegeben werden, welche ihn die Schwierigkeiten selbst auffinden läßt; er darf aber nicht lange ohne Hilfe bleiben, wenn er mit dem Entwurf ins Stocken kommt oder auf Abwege gerät.

Zu der erfolgreichen Durchführung dieser Unterrichtsform sind zahlreiche und erfahrene Hilfslehrkräfte erforderlich, für deren Einstellung in der Regel die nötigen Mittel nicht zur Verfügung stehen und deren einheitliche Unterweisung für den Leiter des Unterrichts beinahe unerreichbar ist.

Diese Schwierigkeiten beim Unterricht im Entwerfen von Dampfmaschinen oder allgemeiner von Kolbenkraftmaschinen einigermaßen zu heben, ist das vorliegende Werk bestimmt, welches an Hand des Beispiels einer Einzylindermaschine mit Kondensation eine Anleitung zum Berechnen und Entwerfen von Dampfmaschinen gibt. Durch zahlreiche Seitenblicke und durch Behandlung von Varianten einzelner Teile werden auch andere Systeme so weit berührt, daß sie nach der Anleitung berechnet werden können.

Dem Lehrer ist durch die Wahl einer mehr oder weniger von dem Beispiel abweichenden Aufgabe die Möglichkeit gegeben, dem Studierenden jedes gewünschte Maß von Selbständigkeit zuzumuten.

Nach Möglichkeit sind alle Maßnahmen beim Entwurf und alle Voraussetzungen eingehend begründet; dort, wo die Berechtigung der einen oder anderen Annahme fraglich erscheinen konnte, ist auf die beschränkte Geltung oder die Willkürlichkeit der Annahmen hingewiesen. Wenn einmal die Einführung einer Verhältniszahl oder einer Faustregel nicht zu umgehen war, ist sie als Notbehelf gekennzeichnet.

Die besondere Aufgabe der vorliegenden Anleitung, den Weg zu zeigen, auf welchem unter Abwägung der mannigfachen, zum Teil widerstreitenden Rücksichten der Entwurf der Teile und des Ganzen durchzuführen ist, kann als beendet angesehen werden, wenn die Abmessungen und Formen in der Hauptsache festgelegt sind. Die genaue Nachrechnung einzelner Teile, insbesondere die Nachrechnung statisch unbestimmter Triebwerksteile und die Einübung der bezüglichen Methoden kann als Aufgabe anderer Unterrichtsfächer angesehen werden. Es muß hier genügen, den Studierenden bis an die mehr zwangläufigen Bahnen der reinen Theorie herangeleitet zu haben, deren Verfolgung einfachere Unterrichtsformen mit gemeinsamer Unterweisung einer größeren Schülerzahl gestattet.

Das Werk will trotz der Ausführlichkeit, die zur Erreichung des gekennzeichneten Zieles notwendig erschien, kein Lehrbuch sein, setzt vielmehr voraus, daß ein kurzgefaßter Vortragsunterricht dem Übungsunterricht, welchem es als Beihilfe dienen soll, vorausgegangen ist oder ihn begleitet.

Das sind die Grundsätze und Absichten, welche bereits im Vorwort der 3. Auflage dargelegt wurden. Sie sind auch in der vorliegenden, 4. Auflage innegehalten, nur haben neben einer gründlichen Neubearbeitung des Haupttextes, die selbständigen Anhänge eine starke Vermehrung und

Erweiterung erfahren, auch sind die „Einschaltungen" allgemeineren Inhalts, welche früher in den Haupttext dort eingefügt waren, wo sie gerade für den Entwurf benötigt wurden, in die Anhänge verlegt und selbständiger gemacht. Dadurch dürfte der Haupttext und der Gang des Entwurfs an Geschlossenheit gewonnen haben. Die Zahl der Anhänge ist damit auf 25 gestiegen; ihr Gesamtumfang übertrifft erheblich den des Haupttextes.

Wenn auch das Werk entsprechend den Absichten der früheren Auflagen kein eigentliches Lehrbuch des Dampfmaschinenbaus sein will, sondern in erster Linie als Hilfsbuch bei den Übungen dienen soll, so sind doch in den erweiterten und vermehrten Anhängen in höherem Maße als in der vorigen Auflage einzelne Gebiete herausgehoben und in breiter, lehrhafter und systematischer Form bearbeitet, so daß sie, wenn es an Zeit fehlt, aus dem Vortragsunterricht ausgeschieden und dem Selbststudium überlassen bleiben können. Es sind das entweder solche Gebiete, die nicht dem Dampfmaschinenbau im engeren Sinne zugehören, aber für die Berechnung und Konstruktion von Bedeutung sind, wie die Wirkung der hin- und hergehenden Massen am Kurbelgetriebe (Anhang 8) und die Maßverhältnisse der Schwungräder (Anhang 9) oder solche Gebiete aus dem Dampfmaschinenbau, welche im Vortragsunterricht eine gewisse Ausführlichkeit und Breite verlangen, um nachher ohne allzu viel Nachhilfe in den Übungen, die hauptsächlich der eigentlichen Konstruktion dienen sollte, mit Verständnis verwertet zu werden, wie die Steuerungsdiagramme (Anhang 21 bis 25) und die Arbeitsdiagramme der Verbunddampfmaschinen (Anhang 17). Zu der Behandlung dieser Gebiete in der erwünschten Ausführlichkeit fehlt es im Vortragsunterricht meist an der nötigen Zeit.

Einige andere Anhänge kennzeichnen sich demgegenüber ohne weiteres als vorwiegend für Nachschlagezwecke bestimmt.

Im einzelnen ist zu den Erweiterungen folgendes zu sagen:

Die Verbundmaschinen, welche in der vorigen Auflage nur durch Seitenblicke und ergänzende Bemerkungen bei Besprechung der Berechnung und Konstruktion der Einzylindermaschine berücksichtigt waren, haben eine eingehendere Behandlung erfahren. Im Haupttext ist, im Anschluß an die Berechnung der Einzylindermaschine, der Rechnungsgang für die Hauptmaße der Verbundmaschinen entwickelt und durch eine Reihe von Beispielen erläutert (S. 119 bis 135). Dann sind die Arbeits- und Raumdiagramme der Verbunddampfmaschinen in einem neuen Anhang (17) ausführlich behandelt. Die verschiedenen Raumdiagramme sind darin, ausgehend von einer gemeinsamen Grundlage, entwickelt und hinsichtlich der zeichnerischen Genauigkeit und praktischen Verwendbarkeit einer Kritik unterworfen; dabei ist ein neues vom Verfasser herrührendes Raumdiagramm abgeleitet und in seiner Anwendung erläutert. Daran anschließend ist dann gezeigt, wie die Arbeitsdiagramme, unabhängig von der besonderen Art des verwendeten Raumdiagramms, zu konstruieren sind; auch ist der sonst in der Literatur wenig behandelte Fall der veränderlichen Leistung bei konstanter Füllung des Niederdruckzylinders entsprechend seiner praktischen Bedeutung eingehend erörtert. Der in der Literatur über den Entwurf der Arbeitsdiagramme ebenfalls stark vernachlässigte Wärmeaustausch während der Übertrittsperiode ist, so gut es geht, berücksichtigt.

Eine sehr starke Erweiterung haben ferner die Steuerungen erfahren: Im Haupttext ist das Verfahren der Ableitung der Ventilsteuerungen mit

Schwingdaumenantrieb aus einer äquivalenten Schiebersteuerung, welches mit der vorigen Auflage eingeführt wurde, weiter ausgebaut und in systematischer Beziehung vervollkommnet, indem für den Übergang von der Schiebersteuerung zur Steuerung mit Drehschwingdaumen die Kurvenschubstange als Entwicklungsglied eingeschaltet ist.

Durch das Verfahren der Ableitung der Daumensteuerungen aus Schiebersteuerungen mit gleichem Drosselweg ist nicht nur ein planloses Probieren beim Entwurf vermieden, sondern auch eine gemeinsame Vergleichsbasis für verschiedene Daumen geschaffen. Auch für das Getriebe mit schwingender Rolle, dessen Behandlung neu aufgenommen ist und das sich dem System der Entwicklung nicht so zwanglos einfügt wie das mit schwingendem Daumen, ist ein einigermaßen systematischer Weg gefunden.

Die allgemeinen Verhältnisse der Steuerungsdaumen und ihrer Antriebe sind in drei neu hinzugekommenen Anhängen (23, 24, 25) erörtert, von denen der erste die Beziehungen zwischen Daumendrehwinkel und Ventilerhebung (sowohl für Umlaufdaumen wie für Schwingdaumen), der zweite die Beziehungen zwischen Exzenterdrehwinkel und Schwingdaumendrehwinkel, der dritte die dynamischen Verhältnisse der Daumengetriebe behandelt.

Der frühere die Sehnenlotform des Reuleaux-Diagramms behandelnde Anhang ist zu einer ausführlichen Ableitung der wichtigsten Steuerungsdiagramme als Anhang 21 erweitert. Es ist eine alte Unterrichtserfahrung, daß dem Studierenden das Verständnis der Steuerungsdiagramme, trotz der an sich einfachen geometrischen Beziehungen, anfangs ziemlich schwer fällt. Das mag z. T. an der von der gewohnten Art der Darstellung mathematischer Abhängigkeiten in rechtwinkligen Koordinaten abweichenden Form liegen, macht aber eine ausführliche Behandlung der Steuerungsdiagramme notwendig. Es gilt hier das oben über die Notwendigkeit, gewisse Dinge in breiter Form zu behandeln, Gesagte in besonders hohem Maße. Eine ausführliche Behandlung der Steuerungsdiagramme nimmt im Vortragsunterricht unverhältnismäßig viel Zeit in Anspruch und wirkt außerdem auf die Studierenden ermüdend. Mit dem Anhang 21 soll zur Entlastung des Vortragsunterrichts und Erleichterung des Übungsunterrichts dem Studierenden eine zum Selbststudium geeignete Abhandlung in die Hand gegeben werden.

In ihr ist das Reuleaux-Diagramm, und zwar die Sehnenlotform desselben als die für den Entwurf geeignetste vorangestellt und daneben das dem gleichen Zwecke dienende Zeuner-Diagramm behandelt. Ferner ist das für die Untersuchung von Schwingdaumensteuerung mit veränderlicher Füllung unentbehrliche und im Anhang 24 dafür weiter ausgebaute Diagramm von Müller-Seemann abgeleitet.

Die Art der Ableitung der Diagramme weicht von der herkömmlichen z. T. stark ab; manche Linien gewinnen durch sie eine sonst nicht erkennbare Bedeutung.

Der Anhang 22, Stangenlängenausgleich, ist nach entsprechender Umarbeitung dem Haupttext der 3. Auflage entnommen. Der zweite Teil desselben ist nur für Vorgeschrittene bestimmt.

Der Anhang 18, Vorausberechnung des Dampfverbrauchs, hat eine weitgehende Neubearbeitung erfahren und ist besonders hinsichtlich der Frage des Wärmeaustauschs von überhitztem Dampf stark erweitert. Nach dieser Richtung dürfte er eine Anzahl neuer, von den bisherigen An-

schauungen z. T. abweichender Gedanken enthalten. Mag dieser Teil auch über den eigentlichen Aufgabenkreis des Werkes etwas hinausgehen, so wird er dafür auch dem ausübenden Dampfmaschineningenieur viel Neues bringen.

Auch sonst dürften einige Abschnitte des Werkes für die Praxis manches bieten, wie z. B. die Kapitel über Daumensteuerungen, über Stangenlängenausgleich mit kurzer Exzenterstange und geschränkter Schubrichtung und über die Arbeitsdiagramme der Verbunddampfmaschinen.

Der Aufbau des Werkes als Anleitung zur Berechnung einer Maschine brachte es mit sich, daß manche Dinge, die nach verschiedenen Richtungen von Bedeutung sind, mehrfach auftreten und an verschiedenen Stellen behandelt sind. Die Verbindung der Stellen untereinander und des Haupttextes mit den Anhängen ist durch zahlreiche Hinweise hergestellt. Ferner soll das kurze alphabetische Sachregister am Ende des Werkes vorwiegend dem Zwecke dienen, die Stellen, an denen ein und dieselbe Sache nach verschiedenen Gesichtspunkten behandelt ist, zu sammeln. Gewisse Dinge, wie Abdampfverwertung, Gegendruckmaschinen, Zwischendampfentnahme, Zwischenüberhitzung, konnten nur dort besprochen werden, wo sich im Laufe der Gesamtdarstellung gerade Gelegenheit bot. Auch sie sollen durch das alphabetische Verzeichnis miteinander verbunden werden. Das gleiche gilt von den Stellen, an denen auf die Beziehungen der Dampfmaschine zu den Verbrennungskraftmaschinen verwiesen ist oder die für Verbrennungskraftmaschinen von ähnlicher Bedeutung sind wie für Dampfmaschinen.

Karlsruhe, im April 1924.

R. Graßmann.

Inhaltsverzeichnis.

(Die in Klammern gesetzten Zahlen bedeuten Seitenzahlen des Beginns der Abschnitte.)

Anhänge.

Vorbemerkung.

Die Anleitung zur Berechnung und zum Entwurf wird an Hand des Beispiels einer Einzylindermaschine gegeben; dabei wird jedoch fortlaufend auf die Abweichungen und Besonderheiten der Verbunddampfmaschinen hingewiesen. Weiterhin wird dann die Berechnung der Hauptmaße der Verbundmaschinen kurz noch gesondert behandelt.

Aufgabe.

1. Es ist eine liegende einzylindrige Transmissionsdampfmaschine mit Kondensation zu berechnen und zu entwerfen, welche bei einer Drehzahl (Tourenzahl) von 130 in der Minute und bei einem mittleren Eintrittsdruck von 7 at abs. 110 PS_e normal leistet. Der Dampf soll überhitzt sein und vor dem Einlaßventil 320° haben. Die Leistung soll (unter Annahme eines Tourenabfalls von $1^1/_2$% zwischen Normalleistung und Maximalleistung) auf 160 PS_e gesteigert werden können. Ventilsteuerung von einem Flachregler beeinflußt nach einem weiter unten gegebenen Programm. Die Ventile sollen in die Deckel eingebaut werden. Der schädliche Raum werde unter dieser Voraussetzung gleich 4% geschätzt. Vgl. die Skizze der ganzen Maschine am Ende des Werkes.

Entwurf des Dampfdiagramms. Bestimmung des mittleren indizierten Druckes.

2. Zunächst werde das Dampfdiagramm für gesättigten Dampf mit einem Expansionsgesetz pv = const. entworfen. Die ideelle (rückverlegte) Füllung werde nach Anhang 15 Art. 4 mit den in Anhang 14 festgelegten Begriffen von Füllung und mittlerem Eintrittsdruck gewählt

$$\frac{s_1}{s} = \frac{1{,}3}{p_1 + 3}$$

mit $p_1 = 7$ at, womit die Füllung gleich 0,13 wird.

Als Maßstab für die Auftragung des Dampfdiagramms werde gewählt 1 at = 12 mm, Diagrammlänge ohne schädlichen Raum 150 mm[1]).

Der ideelle Enddruck p_2 ergibt sich rechnerisch aus $(s + s_0)\,p_2 = (s_1 + s_0)\,p_1$; $1{,}04 \cdot p_2 = (0{,}13 + 0{,}04) \cdot 7$; $p_2 = 1{,}14$ at abs.

Die Punkte der Expansionslinie können für das Gesetz pv = const. durch die bekannte Hyperbelkonstruktion (vgl. Anhang 11) gefunden werden, welche auch den eben berechneten Enddruck noch einmal liefert (Fig. 1).

[1]) Die Diagramme in diesem Werke sind im allgemeinen in $^1/_3$ dieser Größe dargestellt.

Für die Verzeichnung des mittleren Teils der Expansionslinie empfehle ich an Stelle der punktweisen Hyperbelkonstruktion die Benutzung des Krümmungskreises, dessen Radius in einem außerordentlich einfachen Verhältnis zum Scheitelabstand steht: Zieht man vom Nullpunkt O aus eine Linie unter 45°, so teilt sie die vorläufig noch unbekannte Hyperbel in zwei symmetrische Hälften und schneidet sie in dem Punkte H. Der Krümmungsradius ϱ ist $= OH$.

Den Punkt H findet man am besten durch Rechnung mit dem Rechenschieber. Ist a die Darstellungsgröße von $s_0 + s_1$, b diejenige von p_1, so ist $c^2 = a\,b$, $\overline{OH}^2 = c^2 + c^2$, $\overline{OH} = \sqrt{2\,c^2} = \sqrt{2}\sqrt{a\,b}$; $\overline{OH} = 1{,}414\sqrt{a\,b}$; $\overline{MH} = \overline{OH} = \varrho$. Man wird finden, daß für das Auge der Kreis auf eine ziemlich große Länge (Sehne des Ausschlagbogens nach beiden Seiten je etwa $0{,}4\,\varrho$) mit den konstruierten Hyperbelpunkten zusammenfällt, besonders wenn man (unter Festhaltung von H) den Radius des Ersatzkreises für den mittleren Teil der Hyperbel etwas größer wählt als ϱ (z. B. $1{,}05\,\varrho$ mit Rücksicht darauf, daß vom Scheitel aus nach beiden Seiten hin die Radien der Krümmungskreise zunehmen.

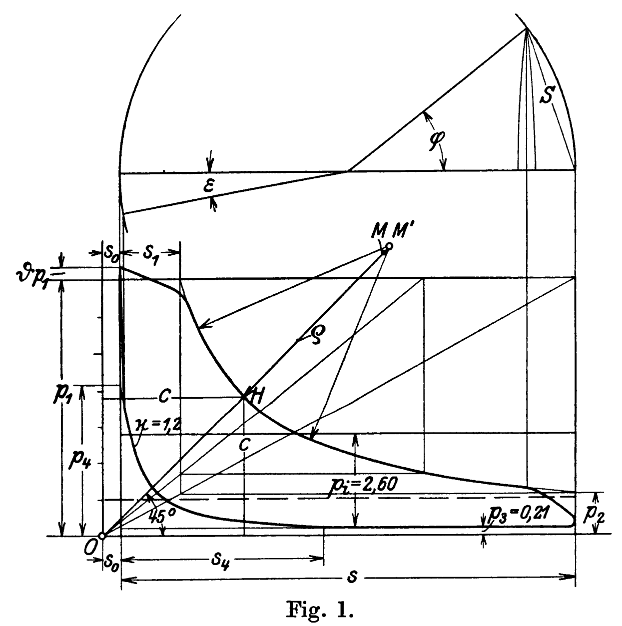


Fig. 1.

Das Verfahren liefert, obwohl es nur eine Annäherung ist, praktisch im allgemeinen genauere Resultate als die theoretisch korrektere punktweise Konstruktion, der besonders wegen des Mangels passender Krümmungsverhältnisse der Kurvenlineale ziemlich bedeutende zeichnerische Ungenauigkeiten anhaften.

Daraus, daß die Expansionslinie $pv =$ const. symmetrischen Bezug auf die 45°-Linie ist und die stärkste Krümmung bei H liegt, folgt, daß man bei Benutzung eines Kurvenlineales mit einseitig zunehmender Krümmung den stärker gekrümmten Teil dem Scheitel H zukehren wird, das Kurvenlineal also umklappen muß, wenn man nach Verzeichnung des unteren Teils der Hyperbel den oberen verzeichnen will. Das gilt sowohl für die Verlängerungen der im mittleren Teil durch den Krümmungskreis angenäherten Hyperbel wie für die vollständig punktweise Konstruktion.

3. Für die Verzeichnung der Eintrittslinie ist zu beachten, was im Anhang 14 über den Begriff des mittleren Eintrittsdruckes und der ideellen Füllung gesagt ist. Es werde nach dem dortigen Art. 6 die Eintrittslinie unter Berücksichtigung der Drosselung so verzeichnet, daß der oberhalb der Linie LE liegende Flächenteil gleich dem unterhalb derselben liegenden

wird. Der anfängliche Eintrittsdruck p' ist um den Betrag ϑp_1 größer als die mittlere Eintrittsspannung p_1, also $p' = (1 + \vartheta) p_1$. Es möge für die später gewählten Steuerungsverhältnisse mit einem ϑ von 0,05 gerechnet werden. Die Eintrittslinie werde im Entwurfsdiagramm aus einem geneigten geraden Teil- und einem Kreisbogen, welcher tangential in die Expansionslinie einmündet, zusammengesetzt. Die Rundung ist nach Gutdünken zu wählen.

Wenn man bei der Verteilung der Flächen oberhalb und unterhalb der p-Linie nicht vollkommene Gleichheit erreicht, macht das nichts aus, sofern man bei der Flächenermittelung des ganzen Diagramms nicht der wahren Eintrittslinie, sondern der horizontalen p_1-Linie folgt.

4. Der **Kesseldruck** muß um einen angemessenen Betrag höher angenommen werden als der mittlere Eintrittsdruck der Dampfmaschine. Zunächst muß unterschieden werden zwischen dem Betriebsdruck des Kessels und dem Druck, für welchen der Kessel gebaut und konzessioniert ist. Es ist nicht möglich, den Druck im Kessel genau auf der zugelassenen Höhe zu halten. Im laufenden Betrieb wird der Druck im Mittel $^1/_4$ bis $^1/_2$ at unter dem konzessionierten Höchstdruck liegen; bei Kesseln mit kleinem Wasserraum wird dieser Unterschied wegen der stärkeren Druckschwankungen im allgemeinen größer sein als bei solchen mit großem Wasserraum.

Von dem mittleren Betriebsdruck sind dann die Druckverluste bis zur Maschine in Abzug zu bringen: Zunächst der Druckverlust im Überhitzer, der mit 0,15 at eingesetzt werde, dann folgt der Druckverlust in der Rohrleitung, der im vorliegenden Falle und sonst bei kurzen Rohrleitungen gleich 0,25 at geschätzt werde. Schließlich ist noch der Drosselungsverlust beim Eintritt aus dem Eintrittssteuerungsgehäuse (Schieberkasten bei Schiebermaschinen) in den Zylinder in Rechnung zu setzen. Hierbei ist der Begriff des Eintrittsdruckes oder des mittleren Eintrittsdruckes (vgl. Anhang 14, insbesondere den Schluß), welcher dem Diagramm der Maschine zugrunde gelegt wurde, zu beachten. Setzt man den Unterschied zwischen mittlerem Druck im Eintrittsteuerungsgehäuse und mittlerem Eintrittsdruck der Maschine gleich 0,4 at und schätzt den mittleren Betriebsdruck des Kessels etwa 0,35 at unter dem konzessionierten Druck, so muß der Kessel für einen zulässigen Druck gebaut sein, der $0{,}35 + 0{,}15 + 0{,}25 + 0{,}4$ über dem mittleren Eintritte der Maschine liegt, das sind 1,15 at. Da die Maschine einen mittleren Eintrittsdruck von 7 at abs. hat, muß der Kessel für 8,15 at abs. gebaut sein, oder da die Kesseldrucke stets in at Überdruck angegeben werden für 8,15 weniger dem in at ausgedrückten niedrigsten, am Aufstellungsort vorkommenden Barometerstand. Setzt man diesen für die Tiefebene gleich 1 at (entsprechend 735,5 mm), so muß der Kessel für einen Überdruck von $8{,}15 - 1 = 7{,}15$ at gebaut und konzessioniert sein. Da die Kessel im allgemeinen nur für auf ganze oder halbe Atmosphären abgerundete Drucke gebaut werden, mag ein Kesseldruck von 7,0 oder 7,5 at Überdruck gewählt werden.

Bei der Festsetzung des Kesseldruckes ist hinsichtlich des mittleren Eintrittsdruckes der Maschine Achtsamkeit notwendig, da dieser auch bei Maschinen mit Kondensation nicht selten als Überdruck angegeben ist, wobei dann im Diagramm die Drucke von der Atmosphärenlinie ab gezählt werden und von ihr aus eine Atmosphäre nach unten (negativ) abgetragen wird.

Auch die zu erzeugende Überhitzung muß wegen des Temperaturverlustes in der Rohrleitung größer sein als die an der Maschine gewollte. Die Faustregel 1° Temperaturverlust pro Meter Rohrlänge ist natürlich unsicher. Große Anlagen werden wegen der pro Meter Rohrlänge relativ kleineren Rohroberfläche kleinere Verluste pro Meter aufweisen als kleine Anlagen. Auch pflegt bei großen Anlagen die Dampfgeschwindigkeit größer gewählt zu werden als bei kleinen.

5. Man darf in dem ziemlich großen Spannungsverlust von 0,8 at oder (einschließlich des minder erzeugten Druckes) von 1,15 at keinen erheblichen wirtschaftlichen Verlust erblicken, denn die Erzeugung von Dampf von etwas höherem Druck kostet nur ganz wenig mehr, auch sind die Baukosten eines Kessels mit etwas höherem Druck nur wenig höher. Die Druckbeschränkungen liegen lediglich bei der Maschine, deren Triebwerk und Gestell bei hohen Drucken teuer wird. Es treten daher namhafte wirtschaftliche Verluste nur dann auf, wenn eine Maschine infolge unzulänglicher Einschätzung der Verluste zwischen Kessel und Maschine und der daraus sich ergebenden zu niedrigen Einsetzung des Kesseldruckes mit einem niedrigeren Druck betrieben werden muß, als für welchen sie gebaut ist. Man bemesse daher den Kesseldruck bei Neuanlagen lieber etwas reichlich, man hat es immer noch in der Hand, den Kessel mit niedrigerem Druck zu betreiben, wenn sich an der Maschine Schwierigkeiten ergeben.

6. Es ist alsdann die **Vorausströmung** zu wählen, wofür die im Anhang 20 gegebene Regel diene. Wenn man p_2 bei Vollast (vgl. Art. 23 u. 24, Fig. 3) gleich 2 at schätzt und w nach Anhang 19 gleich 35 wählt, so wird mit $k = 0{,}045$

$$\frac{S}{r} = 0{,}045\sqrt{35\,(2+5)} = 0{,}704,$$

was einem Vorausströmungswinkel von 41° 14′ und einem mittleren Vorausströmungskolbenweg (für unendliche Stangenlänge gerechnet) von 12,25% entspricht. Der Verlauf des Spannungsabfalls im Dampfdiagramm werde nach Gutdünken in Anlehnung an aufgenommene Indikatordiagramme verzeichnet.

7. Der **Ausschubgegendruck** beim Kolbenrückgange kann bei einigermaßen gutem Vakuum im Kondensator und bei ausreichendem Querschnitt der Dampfkanäle = 0,18 bis 0,25 at abs. gesetzt werden; hier möge er gleich 0,21 angenommen werden, wovon etwa 0,15 at auf den Druck im Kondensator entfallen und etwa 0,06 at erforderlich sind, um den Dampf aus dem Zylinder durch die Kanäle in den Kondensator zu treiben[1]).

8. Über die wirtschaftlich vorteilhafteste **Kompression** gehen die Ansichten noch ziemlich weit auseinander. Zwar läßt sich durch mathematische Untersuchungen diejenige Höhe der Kompression ziemlich gut

[1]) Bei Maschinen mit Arbeitskolbensteuerung für Auslaß (Maschinen mit Zylinderschlitzen, sog. Gleichstrom) ist infolge der reichlichen Abströmquerschnitte, der Unterschied zwischen Kondensatordruck und Zylinderinnerem vor Beginn der Kompression geringer als 0,06 at. Wenn solche Maschinen ohne Hilfsauslaß arbeiten (reiner Gleichstrom), muß der Kondensator ein besonders gutes Vakuum zu erzeugen imstande sein, wenn die Maschinen wirtschaftlich arbeiten sollen. Man kann in solchen Fällen bei entsprechender Kondensatorbauart und ausreichendem Kühlwasser mit einem Anfangsgegendruck von 0,12 bis 0,15 at abs. im Zylinder rechnen.

bestimmen, welche mit einer gegebenen sichtbar eingelassenen Dampfmenge die größte Arbeit ergibt (unter sichtbarer Dampfmenge diejenige verstanden, welche aus dem Dampfdiagramm allein, ohne Verbrauchsversuch als Differenz von arbeitender Dampfmenge und Kompressionrest „ersehen" wird)[1]). Auch der Einfluß der Verluste läßt sich, wenn sie einigermaßen zutreffend geschätzt werden, noch berücksichtigen, sofern man sie selbst unabhängig von der Kompression annimmt.

Diese Annahme ist aber gerade Gegenstand der Meinungsverschiedenheiten, und es steht wohl außer Zweifel, daß der Einfluß der Kompression auf den Wärmeaustausch nicht unbedeutend ist. Welches das Gesetz dieses Einflusses unter verschiedenen Bedingungen (für gesättigten und für überhitzten Dampf, für Maschinen mit Auspuff und solche mit Kondensation usw.) ist, steht noch nicht fest und wird in allgemeiner Form auch nicht so leicht gefunden werden, weil zu viele Veränderliche zu berücksichtigen sind und die Ergebnisse der vergleichenden Versuche als kleine Differenzen großer Werte gefunden werden, die selbst nicht frei von Versuchs- und Beobachtungsfehlern sind.

9. Der Verfasser empfieht auf Grund längerer theoretischer Untersuchungen und Erwägungen, und unter Benutzung des freilich spärlichen vorliegenden Versuchsmaterials, den Kompressionsenddruck als Teil des Eintrittsdruckes mit folgenden Verhältniszahlen zu wählen:

Einzylindermaschinen mit Auspuff:

Gesättigter Eintrittsdampf . . . . $p_4 = (0,4$ bis $0,6)p_1$
Überhitzter „ . . . . $p_4 = (0,7$ „ $0,9)p_1$

Einzylindermaschinen mit Kondensation:

Gesättigter Eintrittsdampf . . . . $p_4 = (0,25$ bis $0,3)p_1$
Überhitzter „ . . . . $p_4 = (0,6$ „ $0,8)p_1$

Niederdruckszylinder von Verbundmaschinen:

Gesättigter Eintrittsdampf . . . . $p_4 = (0,4$ bis $0,6)p_r$

Wenn der Dampf überhitzt in den Hochdruckzylinder eintritt, kann er gleichwohl als gesättigt oder nur wenig überhitzt beim Eintritt in den Niederdruckzylinder angenommen werden. p_r ist der mittlere Aufnehmerdruck.

Hochdruckzylinder von Verbundmaschinen:

gesättigter oder überhitzter Eintrittsdampf, Kompression bis nahezu Eintrittsdruck p_1. Wenn, wie gewöhnlich, die Füllung des Niederdruckzylinders unveränderlich ist, muß man beachten, daß mit zunehmender Hochdruckzylinderfüllung der Aufnehmerdruck steigt und daher die Gefahr besteht, daß bei unveränderlichem Hochdruckzylinderkompressionsweg der Kompressionsenddruck den Eintrittsdruck überschreitet; deshalb muß man bei normaler Leistung mit dem Kompressionsdruck etwas tiefer unter dem Eintrittsdruck bleiben, als dies aus rein wirtschaftlichen Rücksichten vielleicht passend ist.

Die vorstehenden Regeln für überhitzten Dampf gelten bei namhafter Überhitzung von wenigstens 300° Eintrittstemperatur. Die höheren Werte von p_4 gelten für Maschinen, die in andere Beziehung ökonomisch gebaut

[1]) Vgl. auch Anhang 18 Art. 1 bis 8.

sind (mit kleinen schädlichen Flächen, Deckelheizung usw.), während die kleineren Werte von p_4 für gewöhnliche, aber immer noch gute Maschinen Geltung haben.

10. Wenn die geometrischen Verhältnisse die Steuerung auf einen höheren Kompressionsenddruck führen, als den Regeln über die wirtschaftliche Kompression entspricht, sollte man den schädlichen Raum nicht vergrößern, sondern mäßige Überschreitungen des günstigsten Kompressionsenddruckes zulassen und bei stärkeren Überschreitungen ein anderes Steuerungssystem wählen.

Abweichungen von dem günstigsten Wert der Kompression nach oben oder unten, wenn sie in mäßigen Grenzen bleiben, ergeben nur ganz unbedeutende Mehrverbrauche.

11. Im vorliegenden Falle (überhitzter Dampf, Kondensation) werde mit einem p_4 von $0,6 \cdot p_1$, also mit 4,2 at, gerechnet und die Kompressionslinie von dem Enddruck rückwärts konstruiert nach dem Gesetz $pv^{1,2} =$ const., das für Maschinen mit hoher Überhitzung passend ist. Konstruktion der Polytrope vgl. Anhang 11. Die Linie schneidet bei einem Kompressionsweg $s_4 = 0,445\,s$ in die Ausschublinie ein.

12. Nachdem das Diagramm in der angegebenen Weise aufgetragen ist, wird die Arbeitsfläche ausgemessen (durch Ordinatenmessung, vgl. auch Anhang 16, oder mit dem Planimeter) und die mittlere Diagrammhöhe berechnet, welche im Atmosphärenmaßstab gemessen, den mittleren indizierten Druck liefert. Dieser wird in dem vorliegenden Falle

$$p_i = 2,60 \text{ at}$$

gefunden. Man trägt ihn am anschaulichsten von der Gegendrucklinie (anstatt von der absoluten Nullinie) aus auf (Fig. 1).

Bestimmung von p_i mittels Spannungskoeffizienten.

13. Man kann den mittleren indizierten Druck auch ohne Auftragung des Diagramms mittels Rechnung finden; um diese Rechnung zu vereinfachen, hat man sog. Spannungskoeffizienten eingeführt, die für das Gesetz $pv =$ const. gelten (vgl. Anhang 16).

Für eine Füllung von 0,13 und einen schädlichen Raum $s_0/s = m = 0,04$ findet man f aus der Tabelle, im Anhang 16 Art. 6 durch Interpolation zwischen 0,420 und 0,473; $f = 0,438$; $fp_1 = 3,066$. Um $f'p_3$ zu finden, muß man, da die Tabelle für $pv =$ const. gilt und die im Art. 11 angenommene Kompressionslinie nach dem Gesetz $pv^{1,2}$ const. wesentlich stärker ansteigt, einen längeren Kompressionsweg annehmen, um auf eine gleich große Kompressionsarbeitsfläche zu kommen. Er möge gleich $0,5\,s$ statt $0,445\,s$ geschätzt werden. Die Tabelle gibt für $\frac{s_4}{s_0} = 0,5$ den Spannungskoeffizient $f' = 1,903$ an Damit wird $f'p_3 = 1,903 \cdot 0,21 = 0,400$; $u(fp - f'p_3) = u(3,066 - 0,400) = u \cdot 2,666$. Nach Art. 36 ist u bei Zugrundelegung des mittleren Admissionsdruckes p_r nur wenig kleiner als 1 zu schätzen, etwa $= 0,98$, womit sich $p_i = 0,261$ ergibt, also fast genau so groß, wie mit der Aufzeichnung und Planimetrierung des Diagramms gefunden wurde.

14. Die Berechnung des mittleren indizierten Druckes mittels Spannungskoeffizienten sollte nur für Überschlagsrechnungen angewandt werden und für den Entwurf einer Maschine stets durch Auftragung des Diagramms

ergänzt werden, nicht so sehr wegen der Genauigkeit, als um sich über die einzelnen Voraussetzungen und Vorgänge Rechenschaft zu geben.

Sehr zweckmäßig erweisen sich die Spannungskoeffizienten, wenn umgekehrt wie bisher diejenige ideelle Füllung bestimmt werden soll, welche eine bestimmte Leistung ergibt. Diese Aufgabe ist im Art. 23 und 25 und im Anhang 16 erläutert.

Übergang zu überhitztem Dampf.

15. Der mittlere indizierte Druck ist bisher unter der Voraussetzung einer Expansionslinie nach dem Gesetz $pv = \text{const.}$ ermittelt; überhitzter Dampf expandiert nach dem Gesetz $pv^n = \text{const.}$, theoretisch ist der Exponent $n = 1{,}3$; der praktisch erreichte liegt zwischen 1,1 und 1,25, weil der Dampf während der Expansion Wärme von den Wandungen her empfängt (ebenso wie statt des Exponenten der adiabatischen Expansion von anfangs trocken gesättigtem Dampf 1,135 praktisch aus gleichem Grunde 1,00, d. h. $pv = \text{const.}$ erreicht wird). Angesichts der hohen Überhitzung mit $320 - 164 = 156°$ Übertemperatur werde mit $n = 1{,}2$ gerechnet.

Wie im Anhang 15, Art. 9 erläutert ist, ist es nicht gerechtfertigt, für überhitzten Dampf die gleiche Normalfüllung zu wählen wie für gesättigten Dampf. Dort ist vorgeschlagen, an dem gleichen mittleren indizierten Druck p_i festzuhalten. Dieser wird, wenn das Diagramm zunächst für das Expansionsgesetz $pv = \text{const.}$ verzeichnet ist, mit guter Annäherung erreicht, wenn man durch den Schnittpunkt K der Diagonale des durch $s + s_0$ und p_1 gebildeten Rechtecks mit der Hyperbel $pv = \text{const.}$ (Fig. 2) die Polytrope legt, welche als die Expansionslinie des überhitzten Dampfes angenommen werden.

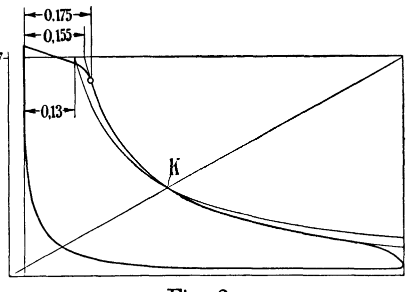


Fig. 2.

Man findet eine ideelle Heißdampffüllung von 0,155 (Fig. 2) als diejenige Füllung, welche den gleichen mittleren indizierten Druck liefert wie die Sattdampffüllung von 0,13; die Abschlußfüllung werde gleich 0,175 geschätzt durch schätzungsweise Eintragung der Eintrittslinie mit Drosselung.

Eine Nachprüfung, ob bei Benutzung von K als Ausgangspunkt tatsächlich der gleiche mittlere indizierte Druck erreicht wird wie bei Sattdampf, kann für die Normalleistung unterbleiben, indem es dem Regulator überlassen werden kann, diejenige Füllung genau herzustellen, welche bei der Normalbelastung der Maschine $p_i = 2{,}60$ erzeugt (vgl. Anhang 15, Art. 8).

Hauptabmessungen der Maschine[1]).

16. Die Hauptabmessungen der Maschine ergeben sich nach Ermittelung von p_i aus der Gleichung 22, Anhang 1 mit $n = 130$, $p_i = 2{,}60$,

$$sF = \frac{4500\, N_i}{2\, n p_i}.$$

[1]) Beispiele über die Berechnung der Hauptabmessungen von Verbunddampfmaschinen Art. 304 bis 319.

Die Leistung ist in effektiven Pferdestärken gegeben. Es ist

$$N_e = \eta N_i\,, \text{ also } N_i = \frac{N_e}{\eta}.$$

Der mechanische Wirkungsgrad η von Dampfmaschinen ist verhältnismäßig gut, viel besser als Jahrzehnte hindurch auf Grund von Versuchen an kleinen Maschinen mit gewöhnlichen Stopfbuchsen auch für größere Maschinen angenommen wurde. Man kann ihn gleich 0,86 bis 0,93 schätzen und bei großen Maschinen mit langem Hub größer annehmen als bei kleinen. Stehende Maschinen haben, wenn der Hub nicht zu kurz ist, im allgemeinen einen besseren Wirkungsgrad als liegende. Bei größerer Belastung ist der Wirkungsgrad besser als bei kleiner.

Man kann rechnen, daß für eine Maschine der in Frage stehenden Größe mit Ventilsteuerung und beweglichen Metallstopfbüchsen, selbst bei angehängter Kondensatorluftpumpe, $\eta = 0{,}89$ bis 0,91 bei normaler Belastung ist (vgl. auch Hütte, 22. und 23. Aufl., Bd. II, S. 140 bis 144; die älteren Auflagen bis zur 21. enthielten immer noch die alten, viel zu ungünstigen Werte).

Es werde gerechnet mit $\eta = 0{,}90$ bei normaler und 0,915 bei maximaler Belastung. Damit wird dann für das geforderte N_e von 110 PS_e das erforderliche

$$N_i = \frac{1}{0{,}9}\,110 = 122{,}2\,,$$

das erforderliche Hubvolumen (vgl. Gang der Rechnung Anhang 1)

$$sF = \frac{4500 \cdot 122{,}2}{2 \cdot 130 \cdot 2{,}60} = 813{,}6\ \text{cm}^2 \cdot \text{m}\,,$$

wenn F in cm^2, s in m eingeführt wird, oder 0,08136 m^3, wenn beide Größen in m^2 bzw. m eingeführt werden. Wir bleiben bei den ersteren Maßgrößen.

17. Eine der beiden Größen F und s ist hierin mehr oder weniger frei wählbar. s wird, um nicht zuviel verschiedene Triebwerke bei Maschinen verschiedener Größe zu erhalten, in großen Stufen (größere Maschinen von 100 zu 100 mm, kleinere von 50 zu 50 mm) abgestuft. Wird $s = 0{,}6$ m vorläufig angenommen, so wird

$$F = \frac{814}{0{,}6} = 1356\ \text{qcm}\,.$$

Die Kreisfläche $\pi/_4 D^2$ ist wegen des Kolbenstangenabzuges etwas größer als F zu machen (vgl. Anhang 1). Es werde $\varphi = 1{,}018$ geschätzt. Damit wird $\pi/_4 D^2 = 1{,}018\,F = 1380\ \text{cm}^2$, also nach der Kreisinhaltstabelle $D = 419{,}3$, gerundet 420 mm.

F und D müssen noch für andere Werte von s, z. B. 0,5 und 0,7 m berechnet werden, ehe die endgültige Wahl getroffen wird. In der nachstehenden Tabelle sind für verschiedene Hübe und gleiches Hubvolumen die Hauptwerte, insbesondere auch die Werte der größten auftretenden Triebwerkskraft zusammengestellt.

Über die **Wahl des Hubes** sei kurz folgendes gesagt:

Es kommt nur die Maschine von 600 und 700 mm Hub näher in Betracht, da bei 500 mm die Triebwerkskräfte für eine Stirnkurbelmaschine der fraglichen Leistung schon zu groß werden.

s Hub in m	0,5	0,6	0,7
$c = \frac{2\,n\,s}{60} = \frac{n\,s}{30}$ in m/sec	2,17	2,6	3,03
$c_{max} = \pi/_2\, c$	3,40	4,08	4,76
F Mittelwert aus Kurbel- und Deckelseite	1627	1356	1162
$P_{max} = F$ (7—0,21) (vgl. Art. 28)	11049	9207	7892
$\pi/_4\, D^2 = 1{,}018\, F$	1656	1380	1183
D abgerundet in cm	46,0	42,0	38,8
s/D	1,09	1,43	1,79
F deckelseitig mit abgerundetem D	1662	1385	1182
F mittel mit abgerundetem D	1633	1360	1161

Die Maschine von 700 mm Hub wird einen etwas günstigeren mechanischen Wirkungsgrad ergeben als die von 600 mm, auch etwas geringere Dampfverluste durch Eintrittskondensation aufweisen, wird sich jedoch ziemlich lang bauen und daher teuer werden. Das leuchtet ein, wenn man bedenkt, daß die Länge von Einzylindermaschinen, gemessen von der äußersten Begrenzung des hinteren Zylinderdeckels bis zum äußersten vorderen Teil des Gestells, roh gleich dem 6fachen bis 7fachen des Hubes zu schätzen ist. Es würde also die Maschine mit 700 mm Hub 100 · (6 bis 7) = 600 bis 700 mm länger als die mit 600 mm Hub.

Es werde für die Ausführung, der geringeren Kosten wegen, die Maschine mit

600 mm Hub und **420 mm Zylinderdurchmesser**

gewählt.

18. Um von vornherein einen passenden Hub zu finden oder doch die Wertgegend zu finden, in deren Nähe man den Hub wählen soll, kann man von einem gewählten Hubverhältnis ausgehen. Mit einer vorläufigen Wahl von $s/D = 1{,}6$ (vgl. Anhang 1 für Stirnkurbelmaschinen) kommt man mit Formel 23 des Anhanges auf

$$(s) = 0{,}83 \sqrt[3]{(1{,}6)^2 \frac{122{,}2}{2 \cdot 130 \cdot 2{,}6}} = 0{,}642\,;$$

gewählt kann werden 0,60 und 0,70, aus obigen Gründen werde $s = 0{,}6$ gewählt.

Über den Rechnungsgang für den Fall, daß auch noch die Drehzahl freisteht, vgl. Anhang 1, Art. 20 u. ff.

Wahl der Höchstleistung und Bestimmung der für sie erforderlichen Füllung.

19. In der Regel (insbesondere bei Verbundmaschinen) wird die umgekehrte Aufgabe sich stellen, daß die größte erreichbare Füllung durch die Steuerung gegeben ist und danach die erreichbare Leistung zu ermitteln ist. Dann ist, nachdem die größte mögliche Füllung als Steuerungsaufgabe ermittelt ist und damit das erreichbare $p_{i\,max}$ gefunden ist, die Leistung zu berechnen mit der einfachen Leistungsformel Nr. 7, Anhang 1; in diese hat man statt p_i einzusetzen $p_{i\,max}$, und nötigenfalls, sofern nämlich eine Anspannung des Regulators zwecks Gleichhaltung der Drehzahl bei höherer Belastung nicht vorgesehen ist, die Drehzahl n, dem tachometrischen Abfall der Drehzahl entsprechend, niedriger einzusetzen als bei normaler Leistung.

20. Einzylindermaschinen, besonders solche mit Kondensation, sind, wenn die Steuerung für die Erreichung großer Füllungen eingerichtet ist, außerordentlich steigerungsfähig in der Leistung. Dafür liegt in dem möglichen Maße nicht immer ein Bedürfnis vor, auch bietet die Abführung der großen Abdampfmengen bei großen Füllungen gewisse Schwierigkeiten und erfordert besondere Vorkehrungen; ferner ist die Kesselanlage oft nicht so groß, um die bei den großen Füllungen erforderlichen Dampfmengen dauernd herzugeben. Wenn also nicht besondere Ausnahmefälle vorliegen (wie Schwungradwalzenzugmaschinen, wo solche starken Steigerungen vorkommen und die Schwierigkeiten durch besondere Hilfsmittel, wie durch Schlitzauslasse und Großwasserraumkessel, behoben werden können), geht man nicht bis zu den größtmöglichen Füllungen, sondern begnügt sich mit einer angemessenen Leistungssteigerungsfähigkeit, die in der vorliegenden Aufgabe festgelegt ist, indem die Leistung von der normalen Leistung von 110 PS_e auf 160 PS_e soll gesteigert werden können. Durch die Beschränkung auf das Notwendige spart man noch am Stellweg der Steuerung und damit auch am Arbeitsvermögen des Regulators.

21. Es tritt hier eine andersartige Aufgabe auf, die mittels Diagramm systematisch nicht gelöst werden kann, sondern analytisch zu lösen ist oder eine probeweise Ermittlung der Füllung notwendig macht: Es muß diejenige Füllung gesucht werden, welche ein bestimmtes, der geforderten Höchstleistung entsprechendes p_i liefert.

Mit Hilfe von Spannungskoeffizienten läßt sich die Aufgabe, zu einem gegebenen oder gewollten p_i die zugehörige Füllung zu finden, jedoch einigermaßen systematisch, ohne viel Probieren, lösen. Da jedoch Spannungskoeffizienten nur für das Gesetz $pv = \text{const.}$ bisher gerechnet sind, bleibt das Verfahren auf dies Gesetz beschränkt; doch kann man mit einem Ausgleichverfahren nach Art. 15 die Ergebnisse mit kleinen Ungenauigkeiten auf andere Expansionslinien übertragen. Solche Ungenauigkeiten sind unbedenklich, da wegen der Unsicherheit der Drosselung doch ein reichlicher Füllungszuschlag zu geben ist und in diesen die kleinen Unsicherheiten des Verfahrens mit aufgenommen werden können.

22. Die eben skizzierte und in ihrer Lösung angedeutete Aufgabe tritt nicht nur bei Bestimmung der für eine bestimmte geforderte Höchstleistung erforderlichen Füllung auf, sondern allgemein, wenn ein bestimmtes p_i bei gegebenem oberen und unteren Druck erreicht werden soll. Im Anhang 15 ist aus bestimmten, dort näher erläuterten Gründen empfohlen, als Ausgangspunkt für die Normalleistung nicht eine bestimmte Füllung, sondern ein bestimmtes, vom Eintrittsdruck und der Maschinenbauart abhängiges p_i zu wählen. Wenn man diesen Grundsatz annimmt, tritt die vorstehende Aufgabe auch für die Normalleistung regelmäßig auf. Das nachstehend erläuterte Verfahren kann daher gleichzeitig als Beispiel des allgemeineren Falles dienen.

23. Man löst die allgemeine Leistungsgleichung nach $\eta\, p_i$ auf, man hat

$$N_e = \eta \frac{2\, n s F p_i}{4500}; \qquad \eta\, p_i = \frac{N_e\, 4500}{2\, n s F}.$$

Es möge angenommen werden, daß die Tourenzahl um 1,5% = 2 Touren bei Vollbelastung abfällt, die Maschine also nur 128 Touren macht. Die

Kolbenfläche (Mittelwert aus Kurbel- und Deckelseite) ist bei einem Durchmesser von 42 cm $= \frac{1385}{1{,}018} = 1360\ \text{cm}^2$, damit wird

$$\eta\, p_i = \frac{160 \cdot 4500}{2 \cdot 128 \cdot 0{,}6 \cdot 1360} = 3{,}45;$$

η wurde oben für die Höchstleistung gleich 0,915 geschätzt. Damit wird

$$p_{i\,\text{max}} = \frac{1}{0{,}915}\, 3{,}45 = 3{,}77\,.$$

Mit Gleichung (5) Anhang 16, lautend $p_i = u\,(f p_1 - f' p_3)$, hat man also, wenn man die Gleichung nach f auflöst,

$$f = \frac{1}{p_1}\left(\frac{p_i}{u} + f' p_3\right).$$

f' ist hierin ebenso groß wie bei der Normalleistung, da die Kompression, der Steuerungsaufgabe nach, unverändert bleibt; p_3 könnte bei größerer Dampfmenge infolge Verschlechterung des Vakuums oder infolge unzureichender Vorausströmung etwas größer ausfallen als bei der Normalleistung, doch mag angenommen werden, daß Kondensator und Vorausströmung so reichlich bemessen sind, daß keine Steigerung von p_3 eintritt. Auch u werde mit 0,98 beibehalten, dann ist mit $p_1 = 7$, $p_3 = 0{,}21$, $f' = 1{,}903$; $f' p_3 = 0{,}400$

$$f = 0{,}605.$$

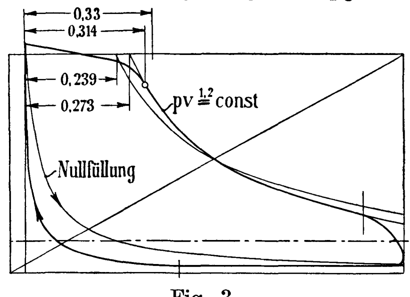


Fig. 3.

Nach der Tabelle Anhang 16, Art. 6 liegt die Füllung zwischen 0,20 und 0,25 mit den Werten $f = 0{,}552$ und 0,620. Die Interpolation ergibt eine Füllung von 0,239 (Fig. 3).

24. Für überhitzten Dampf wird nach dem in Art. 15 angedeuteten Verfahren angenähert die ideelle Füllung gleich 0,273 gefunden (Fig. 3). Dann wird die Abschlußfüllung durch schätzungsweise Einzeichnung der abgerundeten Abschlußlinie gleich 0,314 gefunden, und außer dem Füllungszuschlag für die obere Reguliergrenze mit Berücksichtigung von Anhang 14, Art. 4, noch ein Sicherheitszuschlag bis auf 0,33 gegeben. Dem Regulator kann es dann überlassen bleiben, diejenige Füllung einzustellen, welche 160 PS_e liefert, und die kleinen Schätzungsirrtümer zu beseitigen.

25. Die Bestimmung von $f' p_3$ wird, wenn für die Kompressionslinie nicht das Gesetz $pv = \text{const.}$, sondern von vornherein ein anderes, den Tatsachen besser entsprechendes Gesetz eingeführt ist und im Diagramm dargestellt ist, zweckmäßig unmittelbar dem Diagramm entnommen. Der mittlere Gegendruck ohne die Abrundung durch Drosselung, Voreinströmung und verschlepptem Ausstoß werde mit p_g bezeichnet. p_g wird gefunden, indem man die schraffierte Fläche (Fig. 4) planimetriert, durch die Diagrammlänge dividiert und die gefundene Höhe im Atmosphärenmaßstab ausmißt.

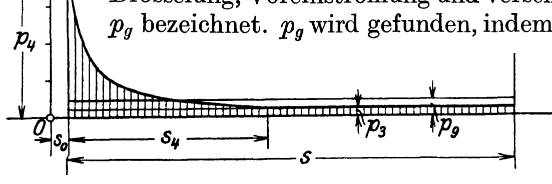


Fig. 4.

Im vorliegenden Falle ergibt sich mit der Kompressionswahl nach Art. 11 $p_g = 0{,}44$ at (statt 0,4 mit der nach Art. 13 nur schätzungsweise angenommenen äquivalenten Kompressionslinie), damit ergibt sich f aus der Formel

$$f = \frac{1}{p_1}\left(\frac{p_i}{u} - p_g\right) = \frac{1}{7}\left(\frac{3{,}77}{0{,}98} + 0{,}44\right) = 0{,}611$$

statt 0,605, womit dann auch $\frac{s_1}{s}$ bei der Interpolation zwischen den Tabellenwerten 0,552 und 0,620 etwas größer wird als 0,239. Der gefundene Wert gilt für eine Kompressionslinie $p v^{1,2} =$ const. und eine Expansionslinie nach dem Gesetz $p v =$ const. Die letztere kann dann wieder, ausgehend von dem Diagonalpunkt, in eine andere Polytrope verwandelt werden, die mit der Hyperbel ungefähr gleiche Arbeitsfläche ergibt. Sie braucht aber nicht den gleichen Exponenten wie die Kompressionslinie zu haben, wenn man etwa einen anderen für richtiger hält (vgl. auch das Verfahren Anhang 16).

26. Die Steuerung der Maschine muß zwischen der gefundenen Höchstfüllung und Nullfüllung verstellbar sein. Es ist noch eine Nachprüfung über die

Leistung bei Nullfüllung

erforderlich, um festzustellen, ob die Erreichung absoluter Nullfüllung bzw. Drosselung bei kleinster Füllung erforderlich ist. f ist für $s_1 = 0$, und $m = 0$ nach der Tabelle der Spannungskoeffizieten (Anhang) gleich 0,130, also ist, wenn zunächst angenommen wird, daß keine namhafte Drosselung bei Nullfüllung eintritt, $f p = 0{,}130 \cdot 7 = 0{,}910$, ferner bleibt $p_g = f' p_3$ unverändert gleich 0,44 (vgl. Fig. 3), so daß wird

$$p_{i0} = (0{,}910 - 0{,}44) = 0{,}47\,.$$

Die Maschine leistet hiermit noch 0,47/2,6 = 0,1805 der normalen Leistung, das sind

$$0{,}1805 \cdot 122{,}2 = 22{,}1\ \text{PS}_i.$$

27. Das ist weit mehr, als ihrem Leerlaufwiderstand entspricht. Eine Abschätzung der Leerlaufwiderstände nach der Hütte, 22. oder 23. Auflage, Teil II, S. 141 und 142, ergibt nur $N_{i0} = 9{,}75$ PS$_i$. Die Maschine würde also bei ungedrosselter Nullfüllung, wenn nicht noch andere größere Leerlaufwiderstände (Transmission od. dgl.) zu überwinden sind, unbelastet mehr Arbeit leisten, als sie verbraucht, d. h. sie würde durchgehen.

Die Steuerung muß daher so durchgebildet werden, daß sie bei kleinsten Füllungen stark drosselt, damit an Stelle von 7 at ein wesentlich niedrigerer Anfangsdruck eintritt. Das wird am sichersten erreicht, wenn man die Steuerung für Erreichung der absoluten Nullfüllung (mit $r_{min} = e$ oder $e_{max} = r$) einrichtet.

Die Leistung bei Nullfüllung und unvermindertem Eintrittsdruck ist im vorstehenden nur für das Expansionsgesetz $p v =$ const. untersucht und gleich 22,1 PS$_i$ gefunden. Für überhitzten Dampf mit stärker abfallender Expansionslinie wird die Leistung etwas kleiner sein; doch kann davon abgesehen werden, sie zu bestimmen, da die Leistung von 22,1 PS$_i$ den Leerlaufswiderstand von 9,75 PS$_i$ so beträchtlich überschreitet, daß damit die Notwendigkeit der Drosselung des Dampfes bei kleinsten Füllungen auch für überhitzten Dampf erwiesen ist.

Kräfte am Triebwerk

für $s = 0{,}6$ m, $D = 42$ cm, $p = 7$ at abs., $p' = (1 + 0{,}05)\,p_1$, $p_3 = 0{,}21$.

28. Um die Triebwerkskräfte zunächst rein statisch zu ermitteln, hat man die gleichzeitig auf beiden Seiten des Kolbens wirkenden Kräfte voneinander abzuziehen; man hat also, wenn man bei nicht durchgehender Kolbenstange die Kräfte des Kolbenhingangs von der Deckelseite nach der Kurbelseite als die stärkeren zuerst betrachtet, von dem Triebdruck der Deckel- den Gegendruck der Kurbelseite abzuziehen[1]). Der Abzug geschieht in bekannter Weise durch Verzeichnung der Gegendrucklinie der anderen Kolbenseite (Fig. 5).

Der größte statische Überdruck auf den Kolben ist

$$P' = \pi/_4\, 42^2\, (p' - 0{,}21); \qquad p' = 1{,}05\, p = 7{,}35;$$

$$P' = 1385 \cdot 7{,}14 = 9889 \text{ kg}.$$

Sowohl der Einfachheit halber als auch aus den im nächsten Artikel erörterten Gründen soll jedoch nicht der Anfangseintrittsdruck, sondern der mittlere Eintrittsdruck p_1 der Triebwerksberechnung zugrunde gelegt werden, womit sich für die Deckelseite ergibt

$$P = 1385\,(7 - 0{,}21) = 9404 \quad \text{rund} \quad P = \mathbf{9400} \text{ kg}^{2)}.$$

29. Der Verlauf der statischen Kräfte für verschiedene Kolbenstellungen kann aus dem Überdruckdiagramm (Fig. 5) entnommen werden. Die Überdrucke sind dabei zwischen der Triebdrucklinie der einen Kolbenseite und der Gegendrucklinie der anderen Kolbenseite zu messen. Dort, wo sich beide schneiden, ist die Kolbenkraft gleich Null.

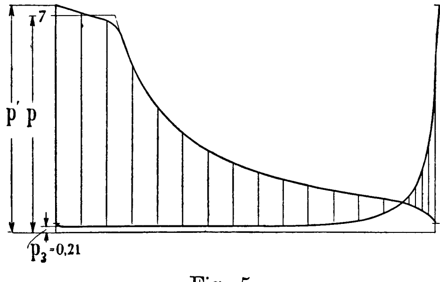


Fig. 5.

Genau genommen müßten wegen der Kolbenstangendurchführung und der sich daraus ergebenden Ungleichheit der Kolbenflächen die Diagramme der beiden Zylinderseiten, wenn sie im gleichen Atmosphärenmaßstab gezeichnet sind, im Verhältnis der ungleichen wirksamen Kolbenflächen eingezeichnet werden. Doch möge davon abgesehen werden und eine mittlere Kolbenfläche für beide Seiten zugrunde gelegt werden.

30. Man bezieht das Überdruckdiagramm in der Regel auf eine horizontale Nullinie, um es in einfacher Weise mit dem Massendruckdiagramm

---

[1]) Genau genommen müßten die spezifischen Gegendrucke bei Zusammensetzung mit den spezifischen Triebdrucken im Verhältnis $\frac{D^2 - d^2}{D^2}$ reduziert werden, wovon jedoch der Einfachheit wegen Abstand genommen werden möge.

[2]) Wenn von der durchgehenden Kolbenstange einer Dampfmaschine eine Kolbenarbeitsmaschine Wasserpumpe, Kompressor, Gebläse, Luftpumpe) angetrieben wird, sind die in der Nahe des Hubwechsels von dieser Maschine herrührenden Kräfte zu denen der Dampfmaschine hinzuzuzählen, nicht etwa von ihnen abzuziehen, wie man bei oberflächlicher Betrachtung anzunehmen geneigt sein könnte. *Die Frage ist ausführlich weiter hinten* bei Verbundmaschinen behandelt (S. 134).

Die Frage der Kraftwirkungen in Verbundmaschinen, insbesondere der Kräfteverschiebung bei unveränderter Niederdruckfüllung ist im Art. 320 bis 335 behandelt.

vereinigen zu können, und zeichnet es für diesen Zweck um; dabei kann man für Hin- und Rückgang die fortlaufende oder rückkehrende (geschlossene) Darstellung wählen. Die letztere ist in Fig. 6 benutzt, aus welcher man zunächst die Massendrucklinie und die senkrechte Schraffierung fortdenken möge. Die geschlossene Darstellung ist die natürlichere, auch hat sie den Vorteil, daß man nachher die Beschleunigungslinie nur einmal eintragen braucht, sie gibt aber leichter zu Irrtümern beim Ausmessen der Kräfte Anlaß; um diese zu vermeiden, merke man folgende Regel: Beim Hingang sind die von der Nullinie nach der Drucklinie aufwärts gerichteten Ordinaten positiv, d. h. sie wirken im Sinne der Kolbenbewegung, die von der Nullinie nach der Drucklinie abwärts gerichteten negativ, d. h. sie wirken der Kolbenbewegung entgegen; für den Rückgang gilt das Umgekehrte.

Nullinie ist in Fig. 6 für die statischen Kräfte die gezeichnete Horizontale, für die aus statischen Kräften und Massendrucken zusammengesetzten Triebkräfte dagegen die Beschleunigungsparabel. Für den letzteren Fall sind die Meßlängen der Kräfte beim Hingang eingetragen, beim Rückgang nur angedeutet.

Hingang
Rückgang

Fig. 6.

31. Ehe auf die Frage eingegangen wird, ob der Berechnung des Triebwerkes die statischen Kräfte oder die aus statischen und dynamischen Kräften zusammengesetzten Triebkräfte zugrunde zu legen sind, möge die Wirkung der hin und hergehenden Massen für die in Frage stehende Maschine untersucht werden; diese Untersuchungen werden dann weiter noch für die spätere Schwungradberechnung und für die Bestimmung des Zeitmitteldruckdiagramms von Bedeutung sein und an der fraglichen Stelle verwertet werden.

Die allgemeinen Grundlagen sind im Anhang 8 entwickelt. Nach demselben kann das Gewicht der hin und her gehenden Teile mit Gleichung (11) für $N_i = 122{,}2$ (Art. 16 des Haupttextes), $F = 1360$ cm² (Mittelwert aus Kurbel- und Deckelseite, Art. 17) für $s = 0{,}6$ m und $n = 130$ gesetzt werden.

$$G = 0{,}08 \cdot 1360 + 300\,\frac{122{,}2}{130} = 390 \text{ kg}.$$

Für das Stangenlängenverhältnis $\lambda = \frac{1}{5} = 0{,}2$, das hier vorausgesetzt werde, ergibt sich die größte Beschleunigung (Deckeltotlage) für $\alpha = 0°$, $\cos\alpha = 1$, $\cos 2\alpha = 1$, $b = b_0\,(1 + \lambda) = b_0\,1{,}2$

$$b_0 = \omega^2 R, \qquad \omega = \frac{\pi n}{30}, \qquad b_0 = \left(\frac{\pi\,130}{30}\right)^2 \cdot 0{,}3 = 55{,}7 \text{ m/sec}^2,$$

$$b_{max} = 55{,}7 \cdot 1{,}2 = 66{,}8 \text{ m/sec}^2.$$

Die algebraisch kleinste Beschleunigung tritt in der kurbelseitigen Totlage auf: $\alpha = 180°$, $2\alpha = 360°$, $\cos\alpha = -1$, $\cos 2\alpha = +1$, $b_{min} = b_0\,(-1 + \lambda) = -b_0\,(1 - \lambda) = -b_0\,0{,}8$

$$b_{min} = -55{,}7 \cdot 0{,}8 = -44{,}5 \text{ m/sec}^2.$$

Die größte und kleinste beschleunigende Kraft ist damit

$$B_{max} = \frac{390}{g} 66,8 = 2655 \text{ kg}$$

$$B_{min} = -\frac{390}{g} 44,5 = -1769 \text{ kg}.$$

Der Mittelwert aus den beiden (größten) Absolutwerten ist 2212 kg. Um diesen Betrag vermindert sich im Mittel die statische Höchstkraft von 9400 kg in den beiden Totpunkten.

Die nach außen auf das Fundament wirkenden Kräfte schwanken bei geschlossenem Maschinengestell zwischen + 2655 und — 1769, also um 4424 kg.

32. Für die Betrachtung der Kräfteverteilung über den ganzen Hub und für die Ableitung des Drehkraftdiagramms bezieht man sich auf die beschleunigenden Kräfte q pro cm². Nach Anhang 8, Gleichung (12), ist

$$\frac{G}{F} = 0,08 + 300 \frac{122,2}{130 \cdot 1360} = 0,287 \text{ kg/cm}^2;$$

damit wird nach Gleichung 8 des Anhanges 8

$$q_0 = 0,287 \cdot 0,1118 \cdot \left(\frac{130}{10}\right)^2 0,3 \qquad = \quad 1,627 \text{ at}$$

q_{max} wird (mit $\lambda = \frac{1}{5} = 0,2$) gleich $1,2 \cdot 1,627 = \quad 1,952$ at

$q_{min} = -0,8 \cdot 1,627 \qquad = -1,301$ at.

Mit der Kolbenfläche von 1360 multipliziert ergeben sich wieder die obigen Werte von B, nämlich $B_{max} = 1,952 \cdot 1360 = 2655$ kg und $B_{min} = -1,301 \cdot 1360 = 1769$ kg.

Mit Hilfe der Werte q_0, q_{max}, q_{min} und dem im Anhang 8, Art. 6, angegebenen Verfahren kann die Massendrucklinie oder Beschleunigungsparabel verzeichnet werden.

33. Die Massenwirkungen bringen, wie Fig. 6 erkennen läßt, eine starke Verschiebung in der Kräfteverteilung hervor. Die Verschiebung ist bei der doppeltwirkenden Dampfmaschine im allgemeinen sowohl bezüglich der Festigkeitsbeanspruchung wie der Verteilung der Flächendrucke eine günstige oder läßt sich durch Anpassung der Maschinendrehzahl an die Größe der hin und her gehenden Massen günstig gestalten. Es ist besonders für Einzylindermaschinen eine wichtige Frage, ob man die entlastende Wirkung der hin und her gehenden Massen auf die Anfangsdrucke bei Berechnung der Triebwerksteile und des Gestells auf Festigkeit in Rechnung stellen darf oder nicht, weil bei Zulassung des „Beschleunigungsabzuges" für die Festigkeitsrechnungen, besonders bei Einzylindermaschinen, höhere Eintrittsdrucke und weitergehende Expansion angewandt werden dürften, als sonst üblich ist. Es kann die Entscheidung der Frage in dem einen oder anderen Sinne in manchen Fällen sogar für die Konkurrenzfähigkeit der Einzylindermaschine gegenüber der Einkurbelverbundmaschine (Tandemmaschine) von ausschlaggebender Bedeutung sein.

34. Im allgemeinen gilt als Regel, den Abzug für die Festigkeitsrechnungen nicht zu machen und mit den rein statischen Kräften zu rechnen; doch scheint es, als ob bei den neuerdings bei Einzylindermaschinen angewandten, früher bei dieser Maschinenart nicht für zulässig

erachteten, hohen Eintrittsdrucken höhere Materialbeanspruchungen bei Zugrundelegung der statischen Kräfte zugelassen werden als bei solchen Maschinen, bei welchen die entlastende Wirkung der Beschleunigungen geringer ist (Verbundmaschinen). Damit würde dann der entlastenden Wirkung, wenn auch unausgesprochen, teilweise Rechnung getragen werden.

35. Es ist selbstverständlich, daß bei Maschinen, welche betriebsmäßig auch mit niedrigen Drehzahlen laufen (Lokomotiven, Fördermaschinen usw.), der Abzug nicht gemacht werden darf.

Über die Schwierigkeit, daß alle Maschinen beim Anfahren zunächst mit kleinerer Drehzahl laufen und die Entlastung bei langsamem Gang nicht eintritt, käme man schon hinweg, indem man bei Maschinen, bei welchen der Abzug für die Triebswerksberechnung teilweise in Rechnung gestellt ist, besondere Anlaßvorschriften, nach welchen bis zur Erreichung einer hinreichend großen Drehzahl mit gedrosseltem Dampf gefahren werden muß, erläßt.

Die Möglichkeit der Abschwächung der statischen Kräfte beim Anfahren besteht bei Verbrennungskraftmaschinen nicht. Bei Verpuffungsmotoren treten außerdem gerade während des Anfahrens oft beträchtliche Mehrbeanspruchungen des Triebwerkes durch unzeitgemäße Zündungen auf. Daher ist hier ein Beschleunigungsabzug für die Festigkeitsmaße unzulässig.

36. Das richtigste dürfte sein die Wirkung der hinundher gehenden Massen wenigstens mit einem Bruchteil in Rechnung zu stellen, wenn nicht Gründe der vorstehenden oder ähnlicher Art entgegenstehen, dann aber nicht nur bei Einzylindermaschinen, sondern auch bei Verbundmaschinen und anderen Maschinen, bei welchen der Unterschied der einen und anderen Rechnungsweise weniger stark hervortritt. Dabei würden überall die gleichen zulässigen Materialbeanspruchungen, die gegenüber den sonst angewandten etwas herabzusetzen wären, einzuführen sein.

Wenn ausnahmsweise keine Entlastung, sondern eine Mehrbelastung durch die hin und her gehenden Massen eintritt (was bei Niederdruckzylindern von Verbundmaschinen im Verzögerungsteil vorkommen kann), sind natürlich die durch die Massenwirkung erhöhten Höchstkräfte in Rechnung zu stellen.

37. Was vorstehend über die Außerachtlassung der vergleichsmäßigenden Wirkung der Beschleunigungen gesagt ist, gilt lediglich für die Festigkeitsrechnungen; für die Laufflächenberechnung ist, sobald die Rücksicht auf Erwärmung bei der Bemessung der Laufflächen Schwierigkeiten macht, die durch die Beschleunigungen herbeigeführte Verteilung der Kräfte der Berechnung zugrunde zu legen, und zwar in vollem Maße und auch dann, wenn die Maschinen zeitweise betriebsmäßig mit verminderter Tourenzahl laufen, weil die Gefahr übermäßiger Erwärmung bei geringerer Tourenzahl kleiner ist. Die Notwendigkeit, die durch die Beschleunigungen hervorgerufene Verschiebung in den Kräften zu berücksichtigen, tritt besonders für gekröpfte Wellen schnellaufender Maschinen hervor.

In der Literatur wird freilich die vergleichmäßigende Wirkung der hin und her gehenden Massen auch bei den Flächendrucken nicht in Rechnung gestellt, oder doch nur mittelbar, indem bei den Triebwerksteilen für verschiedenartige Maschinen verschiedene Flächendrucke, besonders bei den Kurbelzapfen und Kurbelwellenlagern, empfohlen werden.

Die Frage der zulässigen Flächendrucke unter Berücksichtigung der Wirkung der hin und her gehenden Massen ist ausführlich im Anhang 6 besprochen.

38. Der nachstehenden Berechnung der Triebswerkteile soll sowohl bei den Festigkeitsberechnungen wie bei den Gleitflächenberechnungen in der üblichen schulmäßigen Weise die Höchstkraft ohne Berücksichtigung der Beschleunigungen zugrunde gelegt werden, die gleich dem oben ermittelten Wert von 9400 kg gesetzt werde. Bei Stirnkurbelmaschinen sind schon wegen der Möglichkeit der Anwendung der Stirnkurbel die Verhältnisse so wenig verschieden, daß hier die Erfahrungswerte der Flächendrucke und Materialbeanspruchungen die Berücksichtigung der Massenwirkung mittelbar und richtig zum Ausdruck bringen, was bei verschiedenartigen Maschinen mit gekröpften Wellen nicht in gleichem Maße gilt.

39. Zum Schlusse sei hier noch auf einen Umstand hingewiesen, der bei der Beurteilung der entlastenden und vergleichsmäßigenden Wirkung der hin und her gehenden Massen meist übersehen wird, daß nämlich die Gesamtmassen nur für den Kurbelzapfen, die Wellenzapfen und das Gestell zur Auswirkung kommen, daß dagegen für die zwischen der Kolbenfläche und dem Kurbelzapfen liegenden Gelenkpunkte und Befestigungsstellen nur die Massen wirksam sind, welche zwischen Kolbenfläche und der fraglichen Stelle liegen.

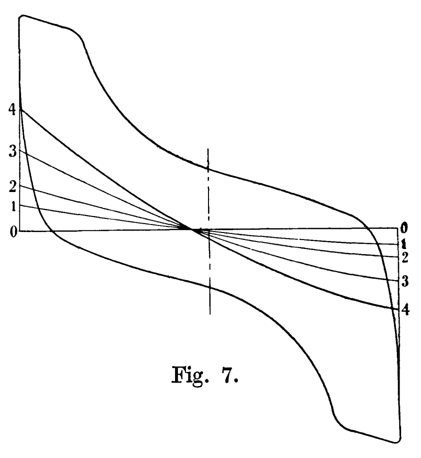


Fig. 7.

In Fig. 7 sind zur Verdeutlichung dieser Unterschiede die Kurven für die vorschreitende Summe der Einzelmassen eingetragen. Die Kurve 4—4 gilt für die gesamten hin und her gehenden Massen, 3—3 für die im Kreuzkopflager, 2—2 für die an der Kreuzkopfbefestigung, 1—1 für die an der Kolbenbefestigung wirksamen Massen.

40. Die Verhältnisse sind in der Fig. 7 so gewählt, daß die schon im Art. 33 erwähnte Möglichkeit in vollem Maße in Erscheinung tritt. Es ist durch Anpassung der Drehzahl der Maschine an die Massen eine weitgehende Vergleichmäßigung der Kräfte für die Hauptteile (Kurbelzapfenlager, Wellenlager, Gestell) erreicht (vgl. die Ordinaten zwischen der Linie 4—4 und den Drucklinien für Hin- und Rückgang). Eine solche Anpassung ist bei Maschinen mit gekröpfter Welle, welche höhere Drehzahlen gestatten, eher möglich als bei der hier behandelten Stirnkurbelmaschine

Berechnung der Teile des Hauptgetriebes.

Vorbemerkungen.

41. Man ist oft genötigt, bei Festigkeitsrechnungen, die zur Ermittelung der erforderlichen Abmessungen dienen, vorläufige Schätzungen über die Länge der Biegungshebelarme vorzunehmen, sowie vereinfachende Voraussetzungen über die Kraftwirkungen zu machen. Die mit diesen vorläufigen Annahmen durchgeführte Festigkeitsrechnung wird dann zu

neuen Abmessungen und Hebelarmlängen führen, die von den ersteren mehr oder weniger abweichen. Eine nochmalige Nachrechnung mit den neuen Abmessungen wird dann in der Regel schon das endgültige Resultat liefern. Die zweite Rechnung wird am besten in einer Nachrechnung der auftretenden Spannung und Flächendrucke für die auf Grund der ersten Rechnung schätzungsweise neu und schon abgerundet zu wählenden Dimensionen bestehen.

Im nachfolgenden ist diese Nachrechnung der Kürze halber oft weggelassen, ohne daß dieselbe damit als überflüssig bezeichnet werden soll. Es wird vielmehr bei wichtigeren Teilen die Nachrechnung mit den genaueren Methoden der Festigkeitslehre empfohlen. Wenn bei den ersten Annahmen durch Einführung gedachter Gelenke u. dgl. ein statisch unbestimmtes System für die Berechnung zu einem statisch bestimmten gemacht war, wird die letzte Nachrechnung der auftretenden Spannungen unter Zugrundelegung der wirklichen Formen und Verbindungen als statisch unbestimmtes System auszuführen sein.

42. Die ersten rohen Annahmen werden, selbst wenn sie von den wirklichen Verhältnissen ziemlich stark abweichen, doch schon zu ganz brauchbaren Resultaten führen, wenn die zugrunde gelegten Flächendrucke und Beanspruchungen aus bewährten ausgeführten Konstruktionsteilen mit gleich rohen Annahmen rückwärts errechnet wurden. Auch können solche für Faustformeln bestimmten Werte dadurch entstanden sein oder auch für mehrfache Anwendung besonders gebildet werden, daß man einen Teil genau durchrechnet, seine Maße in die Faustformel einsetzt und mit ihr dann die Materialbeanspruchungen oder Flächendrucke rückwärts berechnet, um sie der Berechnung anderer ähnlicher Konstruktionen als Normalwerte zugrunde zu legen. Die so gefundenen Werte für die zulässigen Spannungen und Flächendrucke werden von den für die exakte Rechnung benutzten naturgemäß mehr oder weniger abweichen, es wäre aber fehlerhaft, den späteren Rechnungen mit der Faustformel etwa die bei der genauen Rechnung für passend erachteten Werte zugrunde zu legen.

Auch bei Beanspruchungen und Flächendrucken, welche mit Faustformeln aus bewährten Konstruktionen rückwärts gerechnet wurden, gilt das gleiche, d. h. man hat die hiermit gefundenen Werte und nicht etwa die bei Berücksichtigung aller Nebenumstände für richtig erachteten bei Benutzung der Faustformel anzuwenden.

43. Eine der bekanntesten, allgemein üblichen Voraussetzungen, die nicht allzuviel Wahrscheinlichkeit für sich hat, aber doch bei einheitlicher Anwendung praktisch sehr brauchbare Resultate liefert, ist die Annahme, daß der Flächendruck bei Zapfen über die Projektion $l \cdot d$ gleichmäßig verteilt ist, ferner die Annahme, daß sich der Kolbendruck voll auf den Kreuzkopf überträgt, obwohl derselbe schon um den auf die Kolben- und Stopfbüchsreibung entfallenden Betrag vermindert ist.

Kolbenstange und Kolben.

Kolbenstange.

44. Obwohl bei der einseitigen Durchführung der Kolbenstange für Hin- und Rückgang sich etwas verschiedene Drucke ergeben, möge doch einheitlich mit der im Art. 28 gefundenen Höchstkraft von 9400 kg für das ganze Triebwerk gerechnet werden. Da die Kolbenstange auf Knickung

zu rechnen ist, muß eine vorläufige Annahme über ihre Länge gemacht werden. Die Knicklänge L, Fig. 8, kann geschätzt werden:

$$L = (1{,}6 \text{ bis } 1{,}9)\, s + 150 \text{ mm}.$$

Die größeren Werte gelten für verhältnismäßig kurzen Hub und große Kolbenkraft; mit 1,8 ergibt sich

$$L = 1{,}8 \cdot 600 + 150 = 1230 \text{ mm} = 123 \text{ cm},$$

Material Flußstahl, Belastungsfall Knickung, Hütte (23), S. 513, Fig. 5.

$$P = \pi^2 \frac{EJ}{L^2} \frac{1}{\mathfrak{S}}\,^{1)},$$

E für Flußstahl 2 200 000, $J = \pi \dfrac{d^4}{64}$, $\mathfrak{S}$ für stehende Maschinen $= 12 \div 20$, für liegende $15 \div 25$; gewählt werde im vorliegenden Falle (auflaufender Kolben) $\mathfrak{S} = 20$, hiermit wird $P = \pi^3 \dfrac{2\,200\,000\, d^4}{20 \cdot 123^2 \cdot 64}$; $d^4 = 2671$; $d = 7{,}19$; gewählt werde:

$$d = 7{,}5 \text{ cm} = 75 \text{ mm}.$$

Die obige Regel für L gilt nicht, wenn eine Kreuzkopfkonstruktion von besonders kurzer Bauart angewandt wird, wie solche zur Einschränkung der Gesamtbauhöhe der Maschine bei Schiffsmaschinen, z. B. in Verbindung mit der Kolbenstange (Fig. 13, S. 22) gebräuchlich sind.

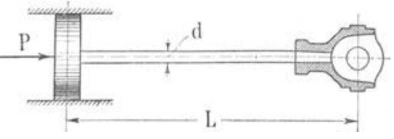


Fig. 8.

In allen Fällen ergibt sich die genaue Länge erst aus der konstruktiven Durchbildung der einzelnen Teile (Zylinderdeckel, Stopfbüchse, Kreuzkopf). Weicht der endgültige Wert von der Annahme erheblich ab, so ist eine nochmalige Rechnung auf Knickung durchzuführen. Bei kurzhubigen Maschinen kann die Knickrechnung einen geringeren Durchmesser ergeben als die Druck- oder Zugbeanspruchung. In diesen Fällen ist natürlich die letztere maßgebend, oder es ist die Tetmajersche Formel anzuwenden.

45. Die Kolbenstange liegender Maschinen wird nicht nur auf Knikkung, sondern auch noch auf Biegung beansprucht, und zwar zunächst in allen Fällen durch ihr eigenes Gewicht. Das Gewicht des Kolbens selbst beansprucht die Kolbenstange nur dann auf Biegung, wenn die Kolbenstange den Kolben tragen soll (Schwebekolben) oder wenn bei auflaufendem Kolben (Schleppkolben) die Stopfbüchse dieser Art der Tragung nicht angepaßt ist [vgl. den Abschnitt Kolbentragung im Führer[2]) 44, 22 bis 29,

[1]) Die vorstehende Knickformel von Euler gilt nach Versuchen von Tetmajer nur für verhältnismäßig schlanke Stäbe; bei gedrungenen ist die zulässige Belastung P kleiner. Die Grenze liegt für Rundstäbe etwa bei $d = 26\, L$. Bei kleinerem L ist die weniger einfache Formel von Tetmajer zu benutzen. Es ist jedoch im Maschinenbau gebräuchlich, auch bei weniger schlanken Stäben mit der Eulerschen Formel zu rechnen, was bei dem großen üblichen Sicherheitsgrad $\mathfrak{S}$ zulässig sein mag. Bei sehr gedrungenen Stäben ist die Nachrechnung mit der Tetmajerschen Formel rätlich, bei welcher dann zuweilen ein etwas geringerer Sicherheitsgrad gefordert wird (vgl. Hütte, 22. u. 23. Aufl. Bd. I, S. 517).

[2]) Es ist in dem vorliegenden Werk häufig auf das vom gleichen Verfasser in der 12. Auflage neu bearbeitete Werk „Scholls Führer des Maschinisten", Braunschweig 1911, verwiesen. Dasselbe ist im nachfolgenden kurz Führer genannt. Die Hinweise sind in der Form geschrieben, daß die Kapitelnummer vorangesetzt und die Artikelnummer hinter einem Komma in kleinerer Schrift hinzugefügt ist.

ferner 44, 35 u. 40]. Bei auflaufendem Kolben (Schleppkolben) tritt an Stelle der Biegung durch das Kolbengewicht ein kleines Biegungsmoment durch die Reibung an der Auflaufstelle. Diese Biegungsbeanspruchung und die durch das Kolbenstangengewicht ist durch den reichlichen Sicherheitsfaktor $\mathfrak{S}$ oben schon ausreichend mit berücksichtigt.

Dagegen müssen Kolbenstangen, welche den Kolben tragen sollen, unbedingt auf Biegung nachgerechnet werden. Je größer die Maschine ist, um so mehr tritt die Biegungsbeanspruchung bei Schwebekolben in den Vordergrund. Man verlangt, daß die Durchbiegung der Stange nicht mehr wie 1 bis 3 mm oder wie $^1/_{1500}$ der Tragweite beträgt. (Beachte, daß die Tragweite bei Tragung durch Schuhe erheblich größer ist als bei der sonst weniger vollkommenen durch Büchsen.)

Bei der Berechnung muß die Stärke der Kolbenstange zunächst geschätzt werden, um ihr Gewicht als gleichmäßig verteilte Last, zu der dann das Kolbengewicht als Einzellast hinzukommt, in die Durchbiegungsrechnung einführen zu können.

Gewinde und Mutter der Kolbenbefestigung.

46. Für die entgegengesetzte Kraftrichtung treten Zugbeanspruchungen auf. Die schwächsten Stellen sind die Verbindungen der Kolbenstange mit dem Kolben und dem Kreuzkopf. Die erstere ist fast stets eine Schraubenverbindung. Wenn das Gewinde auf der Drehbank geschnitten und die Auflagefläche der Mutter (durch Abdrehen auf einem Gewindedorn) genau senkrecht zur Muttergewindeachse steht, darf die Zugbeanspruchung im Gewindekern gesetzt werden:

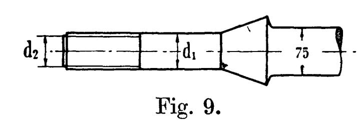


Fig. 9.

$$k_z = 300 \text{ bis } 400 \text{ kg/cm}^2,$$

hiermit erhält man (Fig. 9)

$$P = \pi/_4\, d_2^2 k_z; \quad \pi/_4\, d_2^2 = \frac{9400}{300}; \quad d_2 = 6{,}32 \text{ cm}.$$

Gewählt wird eine Schraube von $2^3/_4''$ Bolzendurchmesser mit

$$d_2 = 60{,}55 \quad \text{und} \quad d_1 = 69{,}85 \text{ mm}.$$

Rückwärts ergibt sich aus $\pi/_4 \cdot 6{,}055^2 \sigma_z \doteq 9409$, $\sigma_z = 327$ kg/cm², somit in den obigen zulässigen Grenzen.

Wenn die Mutter aus Bronze besteht und demgemäß als Flächenpressung im Gewinde $k \leqq 150$ kg/cm² zugelassen wird, berechnet sich die Mutterhöhe wie folgt:

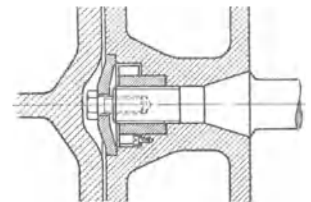
Ein Gewindegang hat eine Projektionsfläche gleich $\pi/_4\ (d_1^2 - d_2^2) = 9{,}5$ cm²; erforderlich sind $\frac{9400}{150} = 62{,}7$ cm², also $\frac{62{,}7}{9{,}5} = 6{,}6$ Gewindegänge.

Nach der Schraubentabelle kommen auf 1″ $3^1/_2$ Gänge, daraus folgt die erforderliche Mutterhöhe: $\frac{6{,}6}{3{,}5} = 1{,}89'' = 4{,}79 \text{ cm} = \infty 50$ mm.

Für die Nachrechnung auf Abscherung des Gewindes kann bei Dreiecks- und Trapezgewinde etwa 0,75 der Höhe in Rechnung gestellt werden; es ist also $0{,}75 \cdot 5\, d_2 \pi \tau = 9400$; woraus $\tau = 132$ kg/cm² folgt. Die Mutterhöhe von 50 mm ist somit auch mit Rücksicht auf Abscherung des Gewindes groß genug.

Bei überhitztem Dampf verwendet man trotz der Gefahr des Festrostens neuerdings wieder eiserne Muttern, weil bei hohen Temperaturen die Festigkeit des Rotgusses sehr zurückgeht und auch der ungleiche Ausdehnungskoeffizient von Mutter und Schraubenkern bei hohen Temperaturen eine sehr ungleichmäßige Verteilung der Last auf die einzelnen Gewindegänge veranlaßt.

Für Triebwerksteile verwendet man vielfach an Stelle des Whitworth-Gewindes ein feineres Gewinde mit Whitworth-Profil, welches bis zu $1^3/_4''$ 8 Gänge und bei den größten Durchmessern 6 Gänge auf einen Zoll enthält (vgl. die nachstehende Tabelle). Es möge als feines Kraftgewinde bezeichnet werden. Der Schraubenschaft wird durch die weniger tief einschneidenden Gewindegänge nicht so sehr geschwächt.

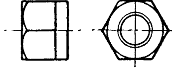

Fig. 10.

Bei kurzer Knicklänge der Kolbenstange kann es vorkommen, daß der Schaftdurchmesser d_1 rechnungsmäßig stärker wird als die eigentliche Stange; in einem solchen Falle wäre die Anwendung des feinen Kraftgewindes am Platze. Der Fall liegt hier nicht vor, weshalb am normalen Whitworth-Gewinde festgehalten werden möge.

Feines Kraftgewinde:

Äußerer Gewindedurchmesser Zoll engl.	mm	Zahl der Gänge auf 1 Zoll engl	Innerer Gewindedurchmesser mm	Kernquerschnitt cm²	Äußerer Gewindedurchmesser Zoll engl.	mm	Zahl der Gänge auf 1 Zoll engl.	Innerer Gewindedurchmesser mm	Kernquerschnitt cm²
$1^1/_8$	28,57	8	24,51	4,71	$2^1/_8$	53,97	7	49,33	19,08
$1^1/_4$	31,75	8	27,68	6,02	$2^1/_4$	57,15	7	52,50	21,70
$1^3/_8$	34,92	8	30,86	7,50	$2^3/_8$	60,32	7	55,68	24,41
$1^1/_2$	38,10	8	34,03	9,07	$2^1/_2$	63,50	7	58,85	27,25
$1^5/_8$	41,27	8	37,21	10,88	$2^3/_4$	69,85	6	64,43	32,60
$1^3/_4$	44,45	8	40,38	12,80	3	76,20	6	70,78	39,40
$1^7/_8$	47,62	7	42,98	14,51	$3^1/_4$	82,55	6	77,13	46,8
2	50,80	7	46,15	16,75	$3^1/_2$	88,90	6	83,48	54,8

47. Um die schädlichen Flächen einzuschränken, ist es (besonders bei Einzylindermaschinen und bei Niederdruckzylindern von Verbundmaschinen) zu empfehlen, die Mutter einzulassen und das Nest mit einem dampfdicht schließenden Deckel abzudecken (vgl. Fig. 10).


Fig. 11.

Hinsichtlich der Mutterformen für die Kolbenbefestigung vergleiche auch die Fig. 21 bis 25 auf S. 30 bis 32.

48. Als Auflagerdruck zwischen Mutter und Kolben lasse man 150 bis 200 kg/cm² zu. Wenn die Mutter an der Auflagerstelle auf Schlüsselweite 103 mm abgedreht wird (Fig. 11), so ergibt sich eine Fläche $\pi/_4$ $(10{,}2^2 - 7^1) = 44{,}8$ cm², somit ein Flächendruck von $\frac{9400}{448}$ 210 kg/cm²; mit Rücksicht auf obige Werte eben noch zulässig. Anderenfalls hätte unter Beibehaltung des Bolzendurchmessers eine größere abnormale Schlüsselweite gewählt werden müssen, oder es hätte die Mutter mit einem Bund versehen werden müssen.

Konus der Kolbenstange.

49. Da der Konus eingeschliffen oder aufgeschabt werden kann, und da er auf seiner Anlage beim Anziehen der Mutter nicht wie diese gleitet, darf ein verhältnismäßig hoher Flächendruck angewandt werden, etwa 400 kg/cm² bei Stahl auf Gußeisen.

Es genügt auch hier, wie bei dem Gewinde, den Flächendruck auf die zur Kraftrichtung senkrechte Projektionsebene zu beziehen, weil bei gleichbleibender Größe derselben mit zunehmendem Neigungswinkel die Flächen in gleichem Maße wachsen wie die Komponenten der Kraft (Fig. 12).

$$\frac{\pi}{4}(d_0^2 - d_1^2) \cdot 400 = 9400; \qquad d_0 = 8{,}85 \text{ cm};$$

gewählt: $d_0 = 90$ mm.

Der Winkel α wird zweckmäßig gleich 30° angenommen.

Wenn es darauf ankommt, das Maß d_0 möglichst zu beschränken, wie das bei Kolbenstangen, welche nach unten ausgebaut werden müssen, erforderlich ist, so wendet man zweckmäßig den schlanken Konus an, der früher auch bei ortsfesten Maschinen sehr gebräuchlich war und sich bei Schiffsmaschinen auch heute noch erhalten hat (vgl. auch Führer 44, 30 und 41, 32). Die obige Regel, daß der Flächendruck auf die Projektion gleich dem Flächendruck auf den Konus selbst ist, gilt nur

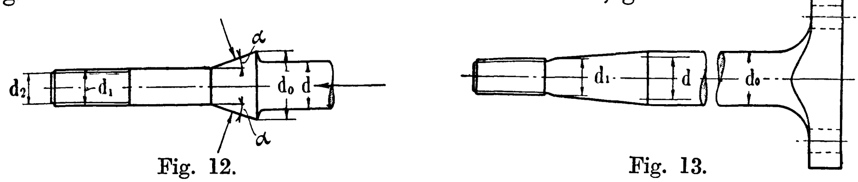


Fig. 12. Fig. 13.

so lange, als die Reibung keine Rolle spielt. Bei sehr schlankem Konus unterstützt die Reibung jedoch die Tragwirkung in vorteilhafter Weise. Man kann daher ähnliche Grundsätze für die Konstruktion der Verbindung anwenden, wie sie weiter unten für die Verbindung von Kolbenstange und Kreuzkopf behandelt sind.

50. Man geht bei Berechnung von Kolbenstangen, die nach dem Kreuzkopf zu ausbaubar sein sollen, am besten folgendermaßen vor:

Man berechnet zunächst den Schraubenkern auf Zug, bestimmt danach den Bolzendurchmesser, setzt hinter der Eindrehung den Konus mit einer Konizität von etwa 1 : 10 (Neigung der Seiten gegeneinander, oder, was dasselbe ist, mit einer Neigung von 1 : 20 der Seite gegen die Mittellinie) an und findet dadurch bei gegebener Länge der Nuß die aus Montagerücksichten erforderliche Stangenstärke d_0 (Fig. 13). Ist die aus der Beanspruchung auf Knickung oder Druck berechnete Stangenstärke d geringer als die zuerst gefundene, so schränke man d_1 und d_0 durch Anwendung von feinem Kraftgewinde ein. Ist dann d_0 immer noch größer als der Rechnungswert d, so bringe man d_0 zur Ausführung (vgl. Fig. 13); man darf jedoch, wenn es auf Einschränkung der Massen ankommt, nunmehr die Stange mit einer Bohrung von solchem Durchmesser versehen, daß sie den Anforderungen an die Festigkeit gerade noch genügt. Ergibt jedoch die Festigkeitsrechnung stärkere Dimensionen, so mache man den Konus entsprechend steiler oder nehme einen entsprechend größeren Gewindedurchmesser an.

Die Länge des Konus wird sich bei Hohlgußkolben nach der Höhe der Nabe richten, für welche weiter unten Angaben gemacht sind. Bei den einwandigen kegelförmigen Kolben aus Stahlguß, bei welchen der schlanke Konus besonders häufig zu finden ist, besteht eine Beziehung zwischen Nußlänge und Kolbenhöhe nicht. Man wird die Nabenlänge nur so groß machen, wie sie mit Rücksicht auf eine solide Befestigung von Kolbenstange und Kolben sein muß. Ein passendes Maß für die Länge des Hohlkonus ist etwa $h = 1{,}8\,d_1$.

Kolben.

51. Man unterscheidet einwandige und doppelwandige Kolben. Die doppelwandigen Kolben können aus zwei Wandungen zusammengesetzt oder als Hohlkolben gegossen sein. Doppelwandige Kolben können mit und ohne Rippen im Innern ausgeführt werden. Für den vorliegenden Fall eignet sich ein doppelwandiger, durch ebene Flächen begrenzter Hohlkolben, weil diese Form die kleinsten schädlichen Flächen, auf deren Einschränkung gerade bei Einzylindermaschinen besonderer Wert zu legen ist, ergibt. Es werde ein Kolben mit innerer Verrippung gewählt.

Bei dem ziemlich großen Überdruck zwischen beiden Kolbenseiten und dem nicht kleinen Kolbendurchmesser ist die Anbringung von Rippen am Platze. Es werden zunächst deren 4 angenommen. Eine genaue Festigkeitsrechnung ist nicht durchführbar; als roher Anhalt möge folgendes Rechnungsverfahren dienen: Zur

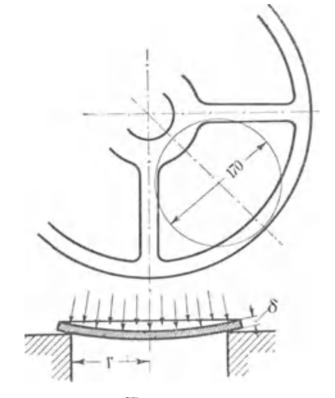


Fig. 14.

Berechnung der Platten:

52. Die zwischen den Rippen liegenden Platten denke man sich ersetzt durch kreisrunde Platten[1]). Man trage schätzungsweise den Kreis so ein, daß er die Umrisse der Platte zum Teil einschließt, zum Teil außen läßt; ein Kreis von 170 mm Durchmesser wird etwa passend sein. Die Beanspruchung einer frei aufliegenden, mit dem Druck p gleichmäßig belasteten Platte von der Dicke δ und dem Radius r ist:

$$\sigma_b = \varphi \frac{r^2}{\delta^2} p$$

(mit $\varphi = 0{,}8$ bis $1{,}2$), angenommen $\varphi = 1$.

---

[1]) Diese etwas eigenartige Rechnungsweise, die natürlich nur eine ganz rohe Annäherung an die kaum übersehbaren Verhältnisse von Platten ist, die keine rechteckigen Umgrenzungen aufweisen, liefern mehr oder weniger befriedigende Resultate, je nach der richtigen gefühlsmäßigen Einschätzung des Radius des Ersatzkreises. Die Rechnungsweise ist bei ebenen Kesselwandungen, welche durch Blechanker versteift sind, gebräuchlich; auch in der Anlage II (Bauvorschriften) der Allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln ist sie vorgeschrieben, womit sie gewissermaßen öffentliche Anerkennung und Geltung erlangt hat.

Für Platten mit rechteckiger Umgrenzung gelten andere, bessere Formeln, wie sie im vorliegenden Werk bei Berechnung von Schieberkastenwandungen benutzt sind.

Der Druck im Innern des Kolbens ist ungewiß; schätzt man ihn gleich der Atmosphäre, so ist $p = 6$. Mit $k_b = 150$ kg/cm² und $r = 8{,}5$ cm ergibt sich:

$$\delta = \sqrt{\frac{\varphi\, r^2 p}{k_b}} = \sqrt{\frac{8{,}5^2 \cdot 6}{150}} = 1{,}7 \text{ cm}.$$

Wegen der Verschwächung durch die Kernlöcher möge $\delta = 18$ mm gewählt werden. Wäre man auf eine zu große Wandstärke gekommen, so hätte man durch stehbolzenartige Kernlochverschlüsse die andere Wahl zur Unterstützung mit heranziehen können (Fig. 15) oder die Rippenzahl vermehren müssen. Es empfiehlt sich, zu einer um 2 oder 4 größeren Rippenzahl überzugehen, wenn die Plattenwandstärke in Millimetern größer als $\delta = 10 + \frac{D}{100}\sqrt{p_u + 2}$ wird (p_u die größte Druckdifferenz zwischen beiden Kolbenseiten in Atmosphären, D der Durchmesser in Millimetern).

Wenn die Wandstärke mit der Festigkeitsrechnung sehr klein wird, sollte man sie mit Rücksicht auf den Guß mindestens $= 8$ mm $+ 0{,}012\, D$ machen (Gußeisen vorausgesetzt).

53. Hohlkolben müssen Kernlöcher von ausreichender Größe erhalten. Sie werden aus weichem Schmiedeeisen hergestellt und zweckmäßig mit

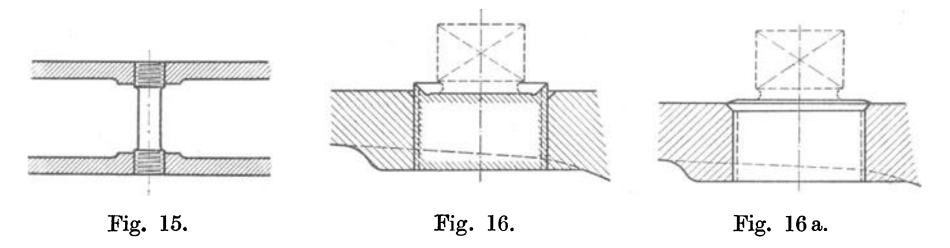


Fig. 15. Fig. 16. Fig. 16 a.

einem Rand zum Umlegen und Vernieten versehen (vgl. Fig. 16 u. 16a). Ferner gibt man ihnen einen quadratischen Kopf, der eine Eindrehung erhält, um ihn nach dem Eindrehen des Stopfens leichter abtrennen zu können.

Als Gewinde wird Gasgewinde mit 11 Gang auf einen Zoll engl. benutzt. Bei der Beschriftung der Zeichnungen mit Maßen von Gasgewinden ist für Fälle, in denen gar kein Rohr Anwendung findet, ein etwas eigenartiges Verfahren üblich. Man schreibt nämlich in der Regel den inneren Durchmesser desjenigen Rohres ein, dessen äußerer Durchmesser dem Gewindedurchmesser entspricht. Die Anschrift zu einen Kernstopfen von 48 mm äußerem Gewindedurchmesser würde also lauten: $1^1/_2''$ Gasgewinde, obwohl $1^1/_2''$ nur 38,1 mm sind. Um Irrtümer auszuschließen, ist es jedoch zweckmäßig, die Anschrift etwas ausführlicher zu halten, etwa $1^1/_2''$ Gasgewinde, 48/46 ∅, 11 Gänge auf 1″ engl. Nachstehend sind die für Kernstopfen in Frage kommenden Durchmesser angegeben.

Zoll engl.	1	$1^1/_4$	$1^1/_2$	$1^3/_4$	2
Innerer Durchmesser des (gedachten) Rohres . mm	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Äußerer Durchmesser des Rohres und Gewindes „	33	42	48	52	59
Zahl der Gänge auf 1″ engl. . . . . „	11	11	11	11	11

Kolbenhöhe an der Nuß und am Umfang.

54. Damit die erforderliche Rippendicke nicht so groß wird, ist es zu empfehlen, schon bei der Wahl der Kolbenhöhe h_m an der Nuß (Nabe)

auf die Biegungsmomente Rücksicht zu nehmen. Bei Ausführung in Gußeisen eignet sich für die vorläufige Wahl der Höhe h_m die Gleichung

$$h_m \geqq \frac{D}{10} \sqrt{p_u + 2}\,.$$

Hiermit würde sich ergeben

$$h_m \geqq \frac{420}{10} \sqrt{6{,}79 + 2} = 125 \text{ mm}.$$

Bei unverrippten gußeisernen Hohlkolben sollte die Höhe an der Nuß wenigstens betragen

$$h_m = \frac{D}{8} \sqrt{p_u + 2}\,.$$

Für die Kolbenhöhe h_u am Umfange sind andere Rücksichten maßgebend: Wenn der Kolben bei liegenden Maschinen aufläuft und mit dem halben Kolbenstangengewicht durch die Zylinderwandung getragen wird, muß die Höhe so groß gewählt werden, daß der Flächendruck das zulässige Maß nicht überschreitet. Als zulässig wird in der Regel ein Flächendruck von 0,3 bis 0,5 kg/cm^2 angesehen, wobei die Projektion des tragenden Bogens etwa gleich $^3/_4\,D$ anzunehmen ist. Die Dichtungsringe werden im allgemeinen so angeordnet, daß sie nicht mittragen, und sind in diesem Falle auch nicht in die Tragfläche mit einzurechnen.

Bei knappen Verhältnissen sieht man sich jedoch zuweilen veranlaßt, die Ringe durch geeignete Konstruktion mit zum Tragen heranzuziehen; sie werden sich dann allerdings an den Auflagerungsbogen stärker abnutzen, dürfen aber nun mit in die Tragfläche eingerechnet werden und bilden durch die satte, gleichmäßige Anlage einen wertvolleren Teil der Tragfläche als die Flächen des starren Kolbenkörpers. Die Regel ist jedoch, die Ringe nicht mittragen zu lassen.

Bei großen auflaufenden Kolben ergeben sich auch bei Annahme des oben angenommenen niedrigen Flächendruckes nicht selten Schwierigkeiten, die durch ein nicht gleichmäßiges Anliegen der Gleitflächen infolge von Formänderungen durch Wärme, Dampfkräfte und Gestellkräfte entstehen, denen große Zylinder in höherem Maße ausgesetzt sind als kleine.

Wenn das h_u am Umfange rechnungsmäßig größer wird als das oben gewählte h_m an der Nuß, so kann man entweder, um einen ebenen Kolben zu erhalten, das größere Maß auch für die Nuß wählen, oder man kann den Kolben in der Mitte einziehen, um dadurch die Maschinenbaulänge einzuschränken; Fig. 23, S. 30 (Hineinragen der Stopfbüchsen in den Kolben).

55. Einen besonders langen Kolben verlangt die sog. Gleichstrommaschine. Die Gleichstromkolben würden an sich eine starke Einziehung an der Nuß vertragen, um die Baulänge einzuschränken, doch werden sie fast stets mit ebenen Endflächen ausgeführt, um die schädlichen Flächen klein zu halten. Länge von Kolben und Zylinder für den Fall, daß der Arbeitskolben mit zur Steuerung herangezogen wird, weiter hinten bei Steuerungen.

56. Wenn der Kolben durch die Kolbenstange getragen wird (stehende Maschinen, liegende Maschinen mit Schwebekolben) und keine Steuerungsaufgabe zu erfüllen hat, braucht die Höhe h_u am Umfange nur so groß zu sein, wie es die Unterbringung der Dichtungsringe verlangt. Man kann die Höhe der zwischen den Dichtungsringen zu belassenden Körperringe etwa machen $= 8$ mm $+ 0{,}03\,D$ (Maße der Dichtungsringe vgl. Art. 60).

Ergibt sich hiermit eine geringere Höhe h_u am Umfang als an der Nuß, so kann man entweder, mit gewölbten oder kegelförmigen Wänden des Kolbens, die gefundenen Maße anwenden oder zwecks Beschränkung der schädlichen Flächen den Kolben mit dem größeren der beiden Maße eben begrenzen.

57. Es möge im vorliegenden Falle ein gewöhnlicher auflaufender Kolben (Schleppkolben) gewählt werden. Um die erforderliche Höhe am Umfang unter Zugrundelegung eines als zulässig erachteten Flächendruckes bestimmen zu können, muß das Gewicht des Kolbens und der Stange bekannt sein. Das Gewicht läßt sich aber erst nach vollständiger Durchkonstruktion des Kolbens ermitteln. Wenn aus der Fabrikation nicht das Gewicht nachgewogener ähnlicher Kolben bekannt ist, nach welchen das Gewicht des zu entwerfenden Kolbens angenommen werden kann, muß es geschätzt werden; oder es muß eine voraussichtlich ausreichend Auflagerfläche liefernde Kolbenhöhe am Umfange nach ähnlichen

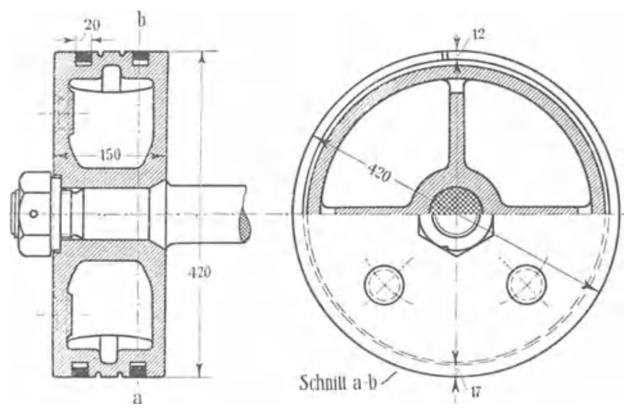


Fig. 17.

Ausführungen vorläufig angenommen werden, um nötigenfalls später, nachdem das Gewicht des Kolbens feststeht, abgeändert zu werden.

Als ein Anhalt für die vorläufige Wahl der Höhe am Umfange auflaufender Kolben kann die Gleichung dienen $h_u = 70 \text{ mm} + 0{,}2\, D$, mit welcher sich im vorliegenden Fall $h_u = 70 + 84 \backsim 150$ mm ergibt. Man dürfte nun dem Kolben an der Nabe entsprechend dem früheren Resultat eine Höhe von 125 geben. Zwecks Einschränkung der schädlichen Flächen und angesichts des geringen Unterschiedes, auch der Einfachheit halber, möge die Höhe an der Nabe und am Umfange gleich groß = 150 mm gewählt werden und der Kolben ebene Endflächen erhalten (Fig. 17).

Berechnung der Rippen.

58. Den Rippen gebe man vorläufig eine Stärke von (0,9 bis 1,1) δ und prüfe nach, ob sie in Verbindung mit den anschließenden Platten einen I-Träger von ausreichender Festigkeit bilden. Die Rippe mit Platten kann als ein an der Nuß (Nabe) eingespannter, frei ausladender Träger angesehen werden; die Rippenstärke werde gleich 16 mm gewählt (Fig. 18).

Es fragt sich nun: wie weit werden die Deckplatten als Flanschen des Trägers wirken? Bei 4 Rippen höchstens mit $\frac{1}{4} \cdot u$, wenn u der äußere

Umfang der Nabe ist. Es werden jedoch bei nur 4 Rippen schon starke Nebenbeanspruchungen auftreten, besonders dort, wo die fingierten Trägerflanschen zusammenstoßen. Es möge daher unabhängig von der Rippenzahl (3 bis 8) mit $\frac{1}{8} \cdot u$ gerechnet werden.

Die Wandstärke der Nuß werde bei Gußeisen gleich $0{,}4 \cdot d_1 + 5$ mm gemacht[1]), $= 0{,}4 \cdot 70 + 5 = 33$ mm (d_1 vgl. Fig. 9). Hiermit wird $u = \pi\ (70 + 2 \cdot 33) = 430$ mm; $\frac{1}{8} \cdot u = \backsim 5{,}4$ cm.

Das Trägheitsmoment des in Fig. 18 abgebildeten Querschnittes ist:

$$J = \frac{15^3 \cdot 5{,}4}{12} - \frac{(15 - 2 \cdot 1{,}8)^3 \cdot (5{,}4 - 1{,}6)}{12} = 1520 - 470 = 1050 \text{ cm}^4;$$

$$W = \frac{1050}{7{,}5} = 140 \text{ cm}^3.$$

Jeder der 4 Träger hat $^1/_4$ des auf den Kolben wirkenden Dampfdruckes aufzunehmen ($\frac{1}{4} \cdot 9400 = 2350$), wenn man von dem kleinen Abzug durch unmittelbare Dampfdruckwirkung auf die Kolbenstange und die Nabe

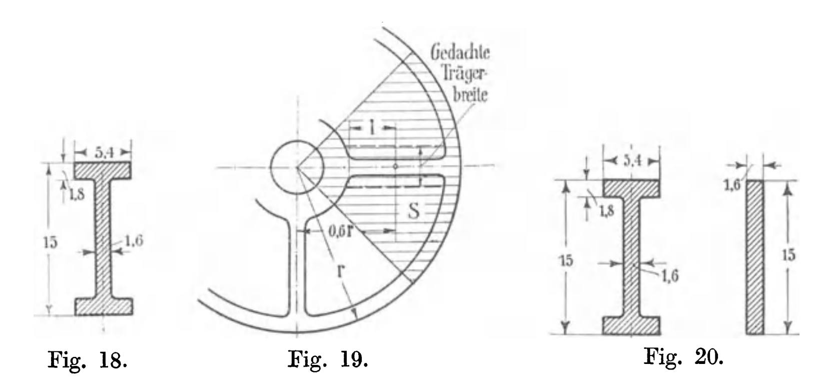


Fig. 18. Fig. 19. Fig. 20.

absieht (Fig. 19). Der Angriffspunkt des auf jeden Kreisausschnitt wirkenden Dampfdruckes liegt im Schwerpunkt des Ausschnittes, d. h. in einer Entfernung von rund $0{,}6\,r$ vom Mittelpunkt, $0{,}6 \cdot 210 = 126$ mm. Der Hebelarm für den an der Nuß eingespannt gedachten Träger ist $l = 126 - (35 + 33) = 58$ mm $= 5{,}8$ cm. Hiermit ergibt sich das biegende Moment $= 2350 \cdot 5{,}8 = 13\,600$ kg/cm und aus $13\,600 = \sigma_b \cdot 140$; $\sigma_b = 97$ kg/cm².

Zulässig würde sein $b_b = 150$. Es ist jedoch zu beachten, daß erfahrungsgemäß die Rippen im Innern des Kolbens häufig schlecht ausfließen und Poren oder gar Löcher aufweisen, was bei gebrochenen Kolben nachträglich bemerkt wurde oder an probeweise aufgeschnittenen neuen Kolben gefunden wurde. Deshalb ist hier Vorsicht geboten und es mögen hier nur 120 kg/cm² zugelassen werden, was natürlich nicht von der Verpflichtung entbindet, dem Guß größte Sorgfalt zuzuwenden und möglichst den Kolben unter Einführung eines elektrischen Lämpchens, nötigenfalls auch eines Spiegels, durch ein Kernloch im Innern zu besichtigen.

---

[1]) Bei unverrippten Kolben sollte die Wandstärke der Nuß nicht wesentlich *kleiner als die* angrenzende errechnete Plattenwandstärke sein. Bei einwandigen Kolben ist die Wandstärke der Nuß auf Spannung nachzurechnen (vgl. den unten genannten Aufsatz von Reymann).

59. Es ist noch eine Nachrechnung der im Steg auftretenden Schubspannungen vorzunehmen. Die Formel $k_s =$ Querkraft dividiert durch Querschnitt ergibt bekanntlich nicht annähernd die vollen wirklich auftretenden maximalen Schubspannungen.

Die auf einen Quadranten kommende Querkraft ist 2350 kg, der Querschnitt 38 cm²; es ist also:

$$k_s > \frac{2350}{38} = 62 \text{ kg}.$$

Man geht aber sicher, wenn man (Fig. 20) nur das Querschnittsrechteck des Steges und dieses mit dem korrekten Wert in Rechnung stellt; man hat dann:

$$k_s < \frac{3}{2} \cdot \frac{2350}{24} = 147 \text{ kg}.$$

Der wirkliche Wert liegt zwischen 62 und 147 kg, und zwar, weil die äußeren Teile eines Querschnittes wenig bei der Aufnahme der Querkräfte mitwirken, wahrscheinlich näher nach der oberen Grenze hin. Da für Schub bei wechselnder Belastung nur 100 kg zulässig sind, empfiehlt sich die Kontrolle mit der genaueren, etwas umständlichen Formel für den I-Querschnitt, und zwar um so mehr, als die Unsicherheit in dem Guß der Stege hier noch bedeutsamer ist, als bei der Biegungsbeanspruchung. Die Nachrechnung möge hier der Kürze halber unterbleiben und die Stegstärke nach dem durch die Grenzrechnungen gewonnenen Bilde von 16 auf 18 oder 20 mm vergrößert werden.

Bei Festigkeitsrechnungen des Kolbens von Niederdruckzylindern von Verbundmaschinen ist zu beachten, daß der Dampfdruck im Aufnehmer bei unveränderlicher Niederdruckfüllung mit zunehmender Belastung steigt. Auch für die Berechnung des Hochdruckkolbens solcher Maschinen ist das Sinken des Aufnehmerdruckes mit abnehmender Belastung zu beachten.

60. Der Kolben möge selbstspannende **Dichtungsringe** erhalten (Fig. 17 auf S. 26), die von außen übergebracht werden. Die radial gemessene Ringstärke werde so groß genommen, als dies mit Rücksicht auf die Möglichkeit des Überbringens eben noch zulässig ist, d. h. $s_1 = {}^1/_{30}\, D$, wenn die radiale Stärke gleich groß angenommen wird, und ${}^1/_{25}\, D$, wenn die Ringe nach dem Spalte hin auf $s_2 = 0{,}7 \cdot s_1$ verjüngt werden.

Die Verhältniszahlen ${}^1/_{30}$ bzw. ${}^1/_{25}$ sind keine Verhältniszahlen im gewöhnlichen Sinne, sondern sind aus Elastizitätsrechnungen entstanden. Gußeisenringe, welche nach ihnen bemessen sind, erfahren bei vorsichtigem Überbringen eine Spannung von etwa 1000 kg. Macht man den Ring stärker, so wird die Überbringspannung größer. Diese für Gußeisen ungewöhnlich hohe Spannung wird zur Ermöglichung der Anwendung des einfachen Nutenkolben zugelassen, da sie nur einmal beim Bau (nicht im Betrieb) auftritt und daher keine Gefahr in sich schließt. Bricht etwa ein Ring, so wird ein neuer genommen. Es mögen nach dem Spalt hin verjüngte Ringe angenommen werden. Es wird dann $s_1 = \frac{1}{25}\, 420 = 16{,}8$ mm, gewählt wird $s_1 = 1{,}7$ cm; nach dem Spalt hin würde dann der Ring zu verjüngen sein auf $0{,}7 \cdot 16{,}8 = \backsim 12$ mm. Die Ringhöhe (parallel zur Kolbenstange) werde entsprechend der nachfolgenden Tabelle bei Anwendung zweier Ringe gewählt $h = 20$ mm.

Tabelle für selbstspannende Kolbenringe aus Gußeisen

bei Druckunterschieden von mehr als 4 at:

D	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000
für Deckelkolben s . .	13	14	14	15	16	17	18	19	20	22	24	25
für Nutenkolben s . .	7	8	10	12	13	17	18	19	20	22	24	25
bei zwei Ringen h . .	15	16	16	18	20	21	22	25	28	30	30	30
bei drei u. mehr Ringen h	13	14	14	15	16	17	18	19	20	22	24	25

bei Druckunterschieden bis zu 4 at:

D	400	500	600	700	800	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000
für beiderlei Kolben s .	15	16	17	18	19	20	21	23	25	27	29	31
bei zwei Ringen h . .	18	20	21	22	25	27	28	30	30	30	30	30
bei drei u. mehr Ringen h	15	16	17	18	19	20	21	23	25	25	25	25

Die Tabelle enthält nur Vorschläge; es kommen auch Abmessungen vor, welche von ihr wesentlich abweichen. Zu beachten ist bei der Tabelle, daß für Durchmesser von 450 an aufwärts die Ringstärken s für Nuten- und Deckelkolben gleichgroß sind. Deckelkolben gestatten, da die Ringe beim Einbringen nicht beansprucht werden, radiale Stärken jeder Größe. Die Reihe für Deckelkolben enthält ohne Rücksicht auf das Einbringen zweckmäßig scheinende Werte. Unterhalb 450 mm sind bei Nutenkolben die Stärken mit Rücksicht auf das Überbringen gedrückt. Wenn die Ringe für Nutenkolben geteilt sind, was neuerdings zuweilen vorkommt, können sie auch bei kleinen Durchmessern wesentlich größere radiale Stärken erhalten. Man kann ihnen die Stärken der Ringe von Deckelkolben geben oder sie auch nach ganz anderen Grundsätzen bemessen, da geteilte Ringe nicht selbstspannend sind und die obige Tabelle gemäß der Überschrift nur selbstspannende Ringe berücksichtigt.

61. Es ist noch der spezifische Flächendruck des den Dimensionen nach nunmehr festgelegten Kolbens zu bestimmen. Das Gewicht des Kolbens berechnet sich aus der Zeichnung zu rund 78 kg, das der Kolbenstange zu 42 kg und das der Mutter zu 1,2 kg, das auf der Zylinderwand lastende Gewicht also $78 + {}^1/_2\, 42 + 1{,}2 = 100{,}2$ kg.

Unter der Annahme, daß der Kolbenumfang mit einer Projektion gleich ${}^3/_4\, D$ auf der Zylinderwandung aufliegt, wird die tragende Breite gleich 31,5 cm. Der tragende Teil der Kolbenhöhe wird hiermit nach Abzug der Dichtungsringbreiten und der Schmiernutenbreiten gleich $15 - 2 \cdot 2 - 1 = 10$ cm.

Der Flächendruck ergibt sich aus $100{,}2 = k \cdot 31{,}5 \cdot 10$; $k = \backsim 0{,}32$ kg/cm^2; er liegt also innerhalb der oben (Art. 54) als zulässig bezeichneten Grenzen.

Unverrippte Hohlkolben.

62. Im Anschluß an die vorstehende Berechnung eines verrippten Hohlkolbens seien noch einige Bemerkungen über die Anwendung und Berechnung andersartiger Kolben gemacht.

Der **unverrippte Hohlgußkolben** mit ebenen Wandungen ist bei Ausführung in Gußeisen anwendbar für Durchmesser bis zu etwa 250 oder *auch noch bis 300 mm* bei hohen Drucken (Einzylindermaschinen, Hochdruckzylindern von Verbundmaschinen), für Durchmesser bis etwa 400 mm bei Niederdruckzylindern von Verbundmaschinen. Die Wandstärke δ

der Platten an der Nuß (vgl. Fig. 21) kann, wenn der Durchmesser der Nuß $^1/_3$ des Kolbendurchmessers ist, was bei Hochdruckkolben im Mittel etwa zutrifft, überschläglich nach der Formel gerechnet werden

$$\delta_n = \frac{D}{10}\sqrt{\frac{25\,p}{k_b}}, \qquad (1)$$

worin p die Druckdifferenz auf beiden Kolbenseiten und k_b die zulässige Biegungsbeanspruchung ist, k_b sollte bei Gußeisen nicht über 170 kg/cm^2 gewählt werden, da die Beanspruchung zwischen plus und minus wechselt.

Nach dem Rande zu ist die Wandstärke angemessen zu vermindern.

63. Für Niederdruckkolben würde dieselbe Gleichung gelten, wenn der Durchmesser der Nuß ebenfalls $^1/_3$ des Durchmessers des Kolbens wäre. Das Verhältnis ist jedoch bei Niederdruckkolben im allgemeinen kleiner; bei $D_0 = {}^1/_4\,D$ gilt die Näherungsgleichung

$$\delta_n = \frac{D}{10}\sqrt{\frac{40\,p}{k_b}}, \qquad (2)$$

Man kann aber innerhalb des hier in Frage kommenden Bereichs mit hinreichender Genauigkeit, und auch konstruktiv zweckmäßig, so verfahren,

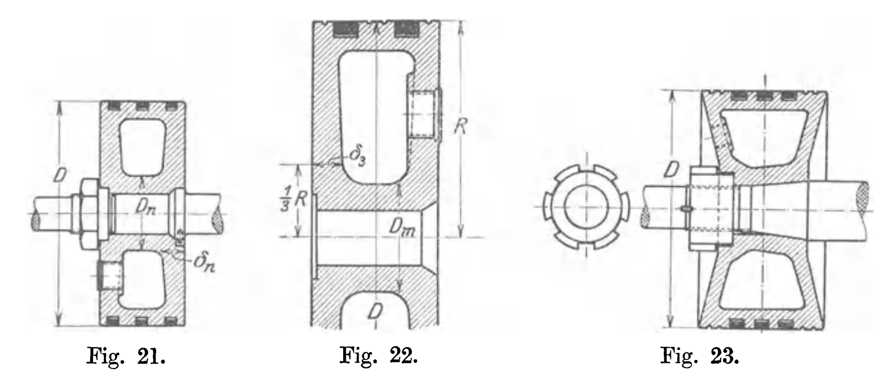


Fig. 21. Fig. 22. Fig. 23.

daß man einheitlich mit der ersten Formel für die Wandstärke im Abstande $^1/_3\,R$ von der Mitte rechnet, und wenn der Durchmesser der Nuß kleiner ist als $^1/_3\,D$, sie nach der Rechnungsstelle hin konsolartig auskragt (Fig. 22, in welche die Rechnungswandstärke mit δ_3 bezeichnet ist).

64. Durch die Kernlöcher tritt in einer der beiden Wände eine nicht unbedeutende Schwächung ein, die jedoch deshalb keine allzu große Minderung der Festigkeit mit sich bringt, weil die Löcher nahe einer biegungsfreien Zone liegen. Immerhin wird eine auch wegen Gewinnung ausreichender Gewindelänge erforderliche Wandungsverstärkung um die Löcher herum angezeigt sein. Die Wirkung solcher Verstärkungen auf die Spannungsverteilung ist aber kaum zu übersehen. Es ist hier wie bei allen flachen Verstärkungen eine gewisse Vorsicht notwendig, da durch unzweckmäßige Form der Rippen Spannungserhöhungen eintreten können, die bei Gußeisen auf der Zugseite besonders gefährlich sind.

65. Wenn die Wandungen nicht eben, sondern kegelförmig sind (Fig. 23), liegt die Grenze der Anwendbarkeit unverrippter Hohlkolben aus Gußeisen bei größeren Durchmessern. Die Wände sind dann weniger stark auf Biegung und mehr durch tangentiale Spannungen und durch

senkrecht zu ihnen stehende Spannungen in der Richtung der Mantellinie beansprucht.

66. Für die genauere Berechnung von unverrippten Hohlkolben, sowie von einwandigen, ebenen und kegelförmigen Kolben sei auf die einschlägige Literatur verwiesen. Es ist hier zu nennen: Reymann, Zeitschr. d. V. d. I. 1896, S. 85 und 120 (ausführlicher Aufsatz mit Beispielen); G. Schwarz, Zeitschr. d. V. d. I. 1901, S, 1419; Pfleiderer, Heft 97 der Mitteilungen über Forschungsarbeiten 1911; Derselbe, Zeitschr. d. V. d. I. 1910, S. 317 (Auszug aus der größeren Arbeit in Heft 97 der Forschungsarbeiten), dazu Enslin, Zeitschr. d. V. d. I. 1911, S. 830; Enslin Dinglers Polytechnisches Journal 1904, Studien über die Beanspruchung kreisförmiger Platten.

Einwandige Kolben.

67. Einwandige Kolben, die selbstverständlich stets ohne Versteifungsrippen ausgeführt werden, lassen sich in festeren Baustoffen ausführen (Stahlformguß, Schmiedeeisen und Schmiedestahl) und werden, besonders wenn man ihnen Kegelform mit passender Seitenneigung gibt, leichter als gußeiserne Hohlkolben, was besonders für schnell laufende und nicht gehörig fundierte Maschinen (Schiffsmaschinen, Lokomotiven usw.) von Bedeutung ist.

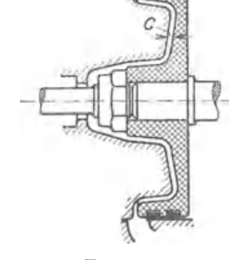


Fig. 24.

Der einwandige Kolben hat jedoch den Nachteil größerer schädlicher Flächen, indem die innere Krempenfläche und die Nabenfläche als schädliche Flächen hinzukommen und auch der innere Zylinderdeckel in den Hohlraum hineingezogen werden muß. Der Zuwachs an schädlichen Flächen durch die Krempe und Nabe ist bei Kolben von kleinem Durchmesser relativ größer als bei solchen mit großem Durchmesser[1]). Bei der Kegelform kommt dazu noch das Mehr an Fläche des Kegelmantels gegenüber der ebenen Kreisfläche, sowohl am Kolben selbst wie an den Deckeln. Über die nachteilige Wirkung der schädlichen Flächen vgl. Anhang 18.

Die einwandigen Kolben sollten wegen des großen nachteiligen Einflusses der schädlichen Flächen auf die Ökonomie nur da angewandt werden, wo die Nachteile der schädlichen Flächen (etwa durch dreistufige Expansion) gemindert sind und die sonstigen Bedingungen gebieterisch die Einschränkung der hin und her gehenden Massen verlangen.

68. Für die vorläufige Berechnung **ebener einwandiger Kolben** (Fig. 24) können dieselben Gleichungen dienen wie für unverrippte Hohlkolben, jedoch mit doppelt so großem Zahlenfaktor unter der Wurzel, also

$$\delta_n = \frac{D}{10}\sqrt{\frac{50\,p}{k_b}} \quad \text{bei} \quad \frac{D_n}{D} = \frac{1}{3} \quad \text{und} \quad \delta_n = \frac{D}{10}\sqrt{\frac{80\,p}{k_b}} \quad \text{bei} \quad \frac{D_n}{D} = \frac{1}{4} \qquad (3 \text{ u. } 4)$$

Auch hier kann es sich empfehlen, bei kleinem Durchmesser der Nuß diese an der Anschlußstelle der Wandung konsolartig auszukragen und die Rechnung für $D_n = {}^1/_3\, D$ durchzuführen. Man wird in solchen Fällen die Nuß in die Wandung nicht mit einem Viertelkreis, sondern durch eine

[1]) Vgl. die bedeutenden schädlichen Flächen am Zylinderdeckel und am Kolben in Fig. 24.

parabelähnliche Kurve überführen. Bei dem kegelförmigen Kolben (Fig. 25) ist zwischen den Punkten A und C als Tangentenanschlußpunkten eine Parabel eingelegt (vgl. auch Anhang 11). Aus der Figur ist auch zu ersehen, wie die Wandstärke δ_n verstanden sein soll.

Da Stahlformguß oder Schmiedestahl bei einwandigen ebenen Kolben verwendet zu werden pflegt, liegt die Anwendungsgrenze höher als bei gußeisernen Hohlkolben ohne Rippen, etwa bei einem Durchmesser von 400 mm für Hochdruck. Mit k_b sollte man angesichts der wechselnden Beanspruchung nicht über 350 kg/cm² bei Stahlguß und nicht über 500 kg/cm² bei Schmiedestahl gehen, wenn nicht etwa Spezialstahle, welche höhere Beanspruchungen zulassen, verwendet werden. Größere einwandige Kolben werden besser als Kegelkolben (auch Trichterkolben genannt) ausgeführt.

69. Bei den **Trichterkolben** (Fig. 25) treten, sofern die Neigung des Mantels gegen die Grundfläche des Kegels nicht zu flach ist, nur geringe

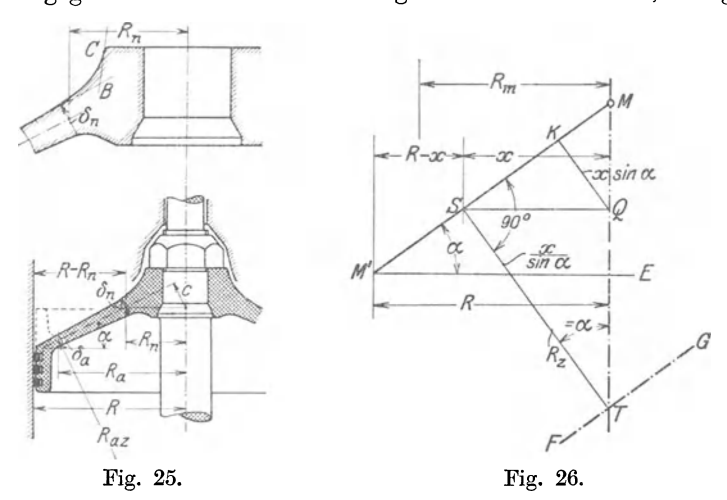


Fig. 25. Fig. 26.

Biegungsbeanspruchungen auf. Die stärksten Spannungen sind nahe dem Rande Tangentialspannungen und nahe der Nuß Spannungen in der Richtung der Mantelgeraden.

Wenn ein Trichterkolben außen höheren Dampfdruck hat als innen, sind die Tangentialspannungen Druckspannungen, die Mantellinienspannungen Zugspannungen, bei innerem Überdruck kehren sich beide Spannungen um.

70. Mit den Bezeichnungen der Fig. 26 ergibt sich bei Außerachtlassung der Biegungsspannungen, der Wirkungen der Beschleunigungen und der Gewichtswirkung (die teils eine Mehrbeanspruchung, teils eine Minderbeanspruchung ergeben und sich bei verschiedenen Kolbenstellungen und Bewegungsrichtungen addieren oder subtrahieren), die in der Richtung der Mantellinie wirkende Zug- oder Druckspannung im Punkte S

$$\sigma = \frac{p}{\delta} \frac{R^2 - x^2}{2\,x \sin\alpha} \tag{5}$$

und die Druck- oder Zugspannung σ' senkrecht zur Mantellinie in der Tangente an den Kegel im gleichen Punkte

$$\sigma' = \frac{p}{\delta} \frac{x}{\sin\alpha} \tag{6}$$

71. Die Formel 5 kann auch in der Form geschrieben werden

$$\sigma = \frac{p}{\delta} \frac{R + x}{2} \frac{R - x}{x \sin \alpha} \tag{5 a}$$

$\frac{R + x}{2}$ ist der mittlere Radius des äußeren Ringstückes, der in der Figur mit R_m bezeichnet ist. Die Größen $R - x$ und $x \sin \alpha = QK$ sind gleichfalls in der Figur enthalten. Bei der Rechnung ist $\frac{R + x}{2}$ in wahrer Größe (in cm, wenn auch δ in cm und p in at eingeführt ist), einzuführen; $R - x$ und $x \sin \alpha$ können als Verhältnisgrößen unmittelbar der in beliebigem Maßstab gezeichneten Figur entnommen werden.

Die Größe $\frac{x}{\sin \alpha}$ in Gleichung (6) erscheint ebenfalls in der Figur und ist gleich TS, indem Winkel $STM = MM'E = \alpha$ ist.

Bezeichnet man also TS mit R_z, so ist

$$\sigma' = p \frac{R_z}{\delta} \tag{6a}$$

Diese Gleichung stimmt mit der eines Zylinders mit der Achse FG überein. Diese Beziehung weist auf einen wohl bisher unbeachtet gebliebenen Umstand hin, daß nämlich der von außen gedrückte Kegelkolben labil wie das Flammrohr eines Dampfkessels ist und bei großen Abmessungen einer Versteifung bedarf. Diese wird (meist wohl unbeabsichtigt) durch die Krempe und die Biegungssteifigkeit der Mantellinie an der Nuß erreicht.

72. Man erkennt aus Gleichung (6) und (5), daß σ' mit zunehmendem x wächst, σ dagegen mit zunehmendem x abnimmt. Es wird daher im allgemeinen genügen, die Wandstärke δ_n nahe der Nuß nach Gleichung (5a) und die Wandstärke δ_a nahe der Krempe nach Gleichung (6a) zu berechnen und die Wandstärkenpunkte durch gerade Linien zu verbinden. Immerhin wird sich eine Nachprüfung von δ_a mit (5a) empfehlen. Die nach δ aufgelösten Gleichungen lauten dann, indem man die zulässigen Spannungen mit k und k' und $R_n \sin \alpha$ mit c bezeichnet (vgl. Fig. 25)

$$\delta_n = \frac{p}{k} \frac{R + R_n}{2} \frac{R - R_n}{c} \tag{7}$$

$$\delta_a = \frac{p}{k'} R_{az} \tag{8}$$

Wegen der Rundungen sind R_n und R_a keine ganz bestimmten Größen, d. h. es läßt sich nicht genau sagen, wo die Nuß bzw. die Krempe aufhört und die Wandung des Kegels beginnt. Es kommt auf eine genaue Festlegung dieser Größen auch nicht an, wenn man nur die errechnete Wandstärke an den durch schätzungsweise Wahl von R_n und R_a bestimmten Stellen zur Ausführung bringt.

73. Bezüglich der Wahl von k und k' ist zu bemerken, daß Nebenspannungen durch Biegung auftreten. Diese Spannungen werden in der Nähe der Nuß bei normaler Neigung $\alpha > 30$ nicht allzu groß ausfallen. Bei starker Krempe können in den zwischen Nuß und Krempe liegenden Teilen der Mantelfläche schwer übersehbare Nebenspannungen auftreten.

Bei Kolben mit flacher Neigung ($\alpha = 15°$ bis $25°$), wie sie bei Lokomotiven und bei Niederdruckkolben von Schiffsmaschinen vorkommen, können auch an der Nuß starke Nebenspannungen durch Biegung auftreten.

Mit Rücksicht auf die Nebenspannungen durch Biegung darf man auch bei Stahlkolben mit den ohne Nebenspannungen gerechneten zugelassenen Spannungen k und k' nicht allzu hoch gehen; man findet bei Schiffsmaschinen häufig $k = 300$, $k' = 200$. Bei Lokomotiven kommen höhere Spannungen vor, die an der Nuß und an der Krempe meist gleich groß gewählt werden. Für genauere Berechnung der Trichterkolben sei auf den oben erwähnten Aufsatz von Reymann verwiesen. Fig. 27 zeigt noch einen kegelförmigen Lokomotivkolben. Zu bemerken ist noch, daß bei liegenden Maschinen die Krempe stets nach der Kegelspitze hin liegt (in Fig. 26 gestrichelt angegeben). Bei stehenden ist das nicht zulässig, weil sonst ein Wassersack entsteht.

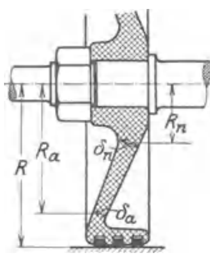


Fig. 27.

Kurbelgetriebe.

Kreuzkopf.

74. Als Kreuzkopf werde ein geschlossener Zapfengabelkreuzkopf aus Stahlformguß gewählt. Für Maschinen mit gekröpfter Welle und auch für größere Stirnkurbelmaschinen werden in der Regel Lagerkreuzköpfe bevorzugt, welche im allgemeinen eine etwas kürzere Baulänge des Getriebes ergeben, aber wegen der Gabelung der Pleuelstange etwas teurer ausfallen.

Weitgehendste Einschränkung der Baulänge gestattet die bei Schiffsmaschinen und Großgasmaschinen übliche Bauart mit 2 Stirnzapfen an einem auf der Kolbenstange sitzenden Querhaupt und gegabelter Pleuelstange mit Lagern an der Pleuelstangengabel.

Über die Formgebung von Kreuzköpfen und Stangenköpfen findet sich (ohne Berechnung) ein ausführlicher Aufsatz im Führer des Maschinisten S. 848 bis 878, ferner über die entsprechenden Teile von Nebengetrieben S. 878 bis 890 und 897 bis 904.

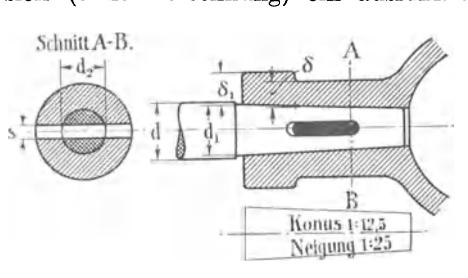


Fig. 28.

75. Kreuzkopfbefestigung. Es werde die Verbindung mit Konus und Keil gewählt (Fig. 28). Über die wirksame Entlastung der Keilverbindung durch die Reibung vgl. Führer S. 876. Das übliche Rechnungsverfahren nimmt auf die Reibung keine Rücksicht, doch ist in den verhältnismäßig sehr hoch angenommenen Beanspruchungen indirekt eine solche Rücksichtnahme enthalten, so daß es nicht zulässig ist, bei zylindrischer Einpassung gleich hohe Materialbeanspruchungen einzuführen (vgl. Art. 78).

Die Konizität (Neigung von Seite gegen Seite) beträgt meist $^1/_{10}$ bis $^1/_{15}$ (also Seite gegen Mitte $^1/_{20}$ bis $^1/_{30}$). Es werde eine Konizität von $^1/_{12,5}$ angenommen. Die Stange ist auf Zug am stärksten im Querschnitt AB

beansprucht. Wenn man gebräuchlichen Verhältniszahlen entsprechend vorbehaltlich späterer Nachrechnung die Keilstärke $s = {}^1/_3\, d_2$ setzt[1]) und wegen der Mitwirkung der Reibung in den weiter zurückliegenden Teilen (im Betrieb) eine Zugbeanspruchung von 600 kg/cm² zuläßt, so ist rund

$$P = 600\left(\frac{\pi}{4} d_2^2 - d_2 s\right) = 600\left(\frac{\pi}{4} d_2^2 - d_2 \cdot \frac{1}{3} d_2\right) = 600 \cdot d_2^2 \cdot 0{,}452;$$

$$9400 = 0{,}452 \cdot 600\, d_2^2; \qquad d_2 = 5{,}89 \text{ cm}.$$

Die Keilstärke $s = \frac{1}{3} d_2 = \frac{1}{3}\, 5{,}89 = 1{,}96$ cm.

Bei Abrundung auf 2 cm ergibt sich eine Flächenpressung zwischen Stange und Keil von $\frac{9400}{2 \cdot 5{,}89} = 798$ kg/cm², die (für Tiegelstahl auf Siemens-Martin-Stahl) wegen der Mitwirkung der Reibung eben noch zulässig ist.

76. Am Auflager des Keiles im Kopf läßt sich leicht der Flächendruck in mäßigen Grenzen halten, wenn man den Bund der Kreuzkopfnabe entsprechend dimensioniert und das Keilloch in denselben einschneiden läßt.

Als Auflagerdruck sei $p = 600$ kg/cm² (Tiegelstahl auf Stahlguß) zugelassen. Es ist dann mit den Einschriften in Fig. 28

$$\frac{P}{2} = s\,\delta_1\,p; \qquad \delta_1 = \frac{9400}{2 \cdot 2 \cdot 600} = 3{,}92; \qquad \delta_1 = 40 \text{ mm};$$

δ nehme man bei Stahlguß gleich $35\, d_1 + 10$ mm;

$$\delta = 0{,}35 \cdot 70 + 10 = 35 \text{ mm}.$$

Dabei ist die Gefahr des Sprengens bei zu heftigem Eintreiben des Keiles nicht ausgeschlossen. Es ist überhaupt zu beachten, daß die Spannwirkung der Hülse auf die Länge des Keilloches fast ganz ausfällt und fast ganz dem geschlossenen Teil des Bundes und dem geschlossenen Teil am Ansatz zum eigentlichen Kreuzkopf zufällt.

Es ist nachzurechnen, ob die beiden Segmente im Konus, die noch nach der Herstellung des Keillochs verbleiben, die nötige Sicherheit gegen Zerreißen durch die Stangenkraft bieten.

$$\left(\frac{5{,}9^2 \pi}{4} - 5{,}9 \cdot 2\right) \cdot \sigma_z = 9400; \qquad \sigma_z = 608 \text{ kg/cm}^2.$$

Schon etwas hoch, mit Rücksicht auf die Mitwirkung der Reibung bei der Festigkeit der Verbindung noch eben zulässig.

77. Keilhöhe (Keil, Tiegelstahl). In Anbetracht der Reibung kann eine hohe Biegungsbeanspruchung zugelassen werden, wenn, wie es meist geschieht, mit konzentrierter Last P gerechnet wird; $k_b = 1200$ kg/cm².

$$M = \frac{10{,}5}{2} \cdot \frac{P}{2} = 1200\,\frac{b\,h^2}{6},$$

mit $P = 9400$, $b = 2$ wird

$$h = \sqrt{61{,}7} = 7{,}86 \text{ cm} = \backsim 80 \text{ mm}.$$

Wegen der Abrundungen wird die Höhe einschließlich der Abrundungen gewählt gleich 85 mm.

[1]) Meist wird s durch eine Verhältniszahl in Beziehung zum stärksten oder auch zum mittleren Durchmesser des Konus gebracht und $= {}^1/_4\, d$ angegeben. Es ist jedoch für die Rechnung bequemer, sich auf den am meisten geschwächten Teil des Konus zu beziehen und den Teilbetrag von s entsprechend größer $(= {}^1/_3)$ anzunehmen.

h_1 (Fig. 29) mache man ungefähr gleich 0,9 d_2; h_2 ungefähr gleich 1,0 d_2, d. h.

$$h_1 = \sim 55 \text{ mm}, \quad h_2 = \sim 60 \text{ mm}.$$

Die Rechnung mit der konzentrierten Last ist zu ungünstig; rechnet man mit dem der Wirklichkeit näherkommenden Belastungsfall der Fig. 30, so ist

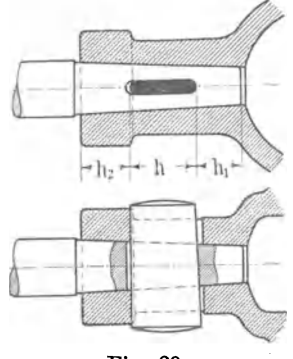


Fig. 29.

$$M = \frac{9400}{2} \cdot \frac{10,5}{2} - \frac{9400}{2} \cdot \frac{2,95}{2} = \frac{9400}{2} \cdot \frac{7,55}{2},$$

mit diesem Moment ergibt sich für die Keilhöhe von 7,86 cm rückwärts eine Beanspruchung von

$$1200 \frac{7,55}{10,5} = 860 \text{ kg/cm}^2.$$

(Dieses nur zur Abschätzung des durch die Annahme konzentrierter Belastung und hoher Beanspruchung begangenen Irrtums.)

Dem Keil gibt man einen Anzug von 1 : 25 Seite gegen Seite.

78. Bei zylindrischem Einsatz darf man die Beanspruchungen und Flächendrucke nicht so hoch wählen: Setzt man k_z in der Stange $\leqq 400$, den Flächendruck des Keiles auf die Stange $\leqq 600$, so ist

$$s d_1 \, 600 = \left(\frac{\pi}{4} d_1^2 - s d_1\right) 400; \quad s d_1 (600 + 400) = \frac{\pi}{4} d_1^2 \, 400,$$

woraus folgt $s/d_1 = 0,314$.

Die gleiche Entwicklung mit entsprechend höheren Beanspruchungen hätte die obige Annahme $s/d_2 = \frac{1}{3}$ begründen können.

79. Für die weitere Bemessung des Kreuzkopfes sind die Abmessungen des Kreuzkopfzapfens wichtig. Am Kreuzkopfzapfen sind folgende Kräfte miteinander im Gleichgewicht:

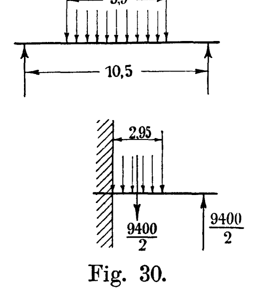


Fig. 30.

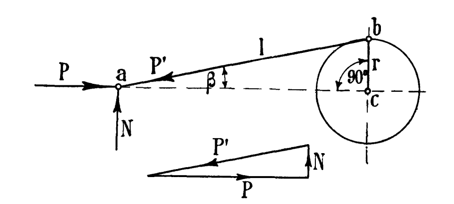


Fig. 31.

Die Kolbenstangenkraft, die Pleuelstangenkraft P' und die Reaktion der Gleitbahn. Die Gleitbahnreaktion ist gegen die Senkrechte um den Reibungswinkel geneigt. Man nimmt sie jedoch bei Betrachtung der Triebwerkskräfte unter Voraussetzung eines guten Schmierungszustandes normal zur Gleitbahn, d. h. wenn der Kurbelwinkel gleich 90° ist. Nach Fig. 31 ist:

$$P'_{max} = P \frac{1}{\cos \beta_{max}} = P \frac{1}{\sqrt{1 - \lambda^2}},$$

worin λ das Verhältnis r/l bedeutet. Bei dem üblichen Verhältnis $\lambda = \frac{1}{5}$ wird $P'_{max} = 9400 \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\lambda^2}} = 9580$ kg. Die größte Normalkraft wird $N_{max} = P'_{max} \cdot \sin \beta_{max} = P'_{max}\, \lambda$.

P'_{max} würde aber nur dann seinen vollen Wert erreichen, wenn die Füllung bis auf 50% ginge. Um die größte Stangenkraft unter Berücksichtigung des abnehmenden Dampfdruckes zu finden, müßte man für die größte Füllung die Kraft P' als Funktion des Kolbenweges oder des Kurbelwinkels auftragen. Hier soll, der Einfachheit halber und weil die üblicherweise zugrunde gelegten Flächendrucke und Materialbeanspruchungen eine ähnliche Rechnungsweise voraussetzen, an Stelle der Pleuelstangenkraft die größte Kolbenstangenkraft 9400 eingeführt werden. Auch der Umstand, daß von dem auf der Kolbenfläche lastenden Druck die Kolben und Stopfbuchsreibung bei der Weiterleitung der Kraft abgeht, mag hierdurch mit berücksichtigt sein.

Der größte Normaldruck auf die Gleitbahn werde mit entsprechender Annäherung gesetzt $N = 9400 \cdot \frac{1}{5}$ (Auftragung der veränderlichen Normaldrucke vgl. Führer, S. 740).

80. Für die Wahl des Längenverhältnisses des gabelförmig gefaßten Kreuzkopfzapfens sind verschiedene Gesichtspunkte maßgebend. Während man nämlich beim Stirnzapfen das Längenverhältnis l/d meist so wählt, daß sowohl der Flächendruck wie die Biegungsspannung annähernd die zugelassenen Grenzwerte erreichen, würde beim Gabelzapfen der gleiche Grundsatz zu einem unpraktisch großen Längenverhältnis führen (Fig. 32).

Fig. 32.

Eine solche Zapfenform mit einem Längenverhältnis von nahezu 2,5 würde nicht nur die Formgebung des Kreuzkopfes außerordentlich erschweren, sondern entspräche auch nicht den Anforderungen, die bezüglich der Steifigkeit an den Zapfen zu stellen sind.

Die starken elastischen Formänderungen bei wechselnder Kraft werden es bewirken, daß die Lagerschale nicht gleichmäßig anliegt und die Druckverteilung entsprechend der wechselnden Deformation fortwährend wechselt. Ein solcher Zapfen wird daher trotz der geringeren Reibungswege leichter warmlaufen als ein stärkerer und kürzerer Zapfen. Man wähle das Längenverhältnis ausschließlich nach Formgebungsrücksichten etwas gleich 1,2 bis 1,8.

81. Es möge im vorliegenden Falle ein Verhältnis $l/d = 1{,}5$ vorläufig angenommen werden.

Den Flächendruck im Kreuzkopfzapfen wähle man (Zapfen aus Tiegelstahl oder bestem Flußstahl mit Oberflächenhärtung, Lagerschalen aus Bronze) 70 bis höchstens 80 kg/cm². Festigkeitsrücksichten kommen bei den verhältnismäßig kleinen Zapfenlängen für den Gabelzapfen fast nie in Frage. Mit $p = 70$ kg/cm² ergibt sich:

$$dl \cdot 70 = d^2 l/d \cdot 70 = 9400; \qquad d^2 \cdot 1{,}5 \cdot 70 = 9400; \qquad d = 9{,}46 \text{ cm};$$

gewählt werde $\quad d = 95$ mm; $\quad l = 1{,}5 \cdot d = 142$;
dies Maß wird man zweckmäßig auf $l = 140$ mm abrunden.

82. Die Annahme eines bestimmten Längenverhältnisses hat etwas Willkürliches. Die Länge der Gabelzapfen ist meist durch die Form anschließender Teile bedingt, deren Einfuß auf die Formgebung besonders von Anfängern von vornherein nicht leicht übersehen werden kann. All-

gemeine Regeln lassen sich dafür nicht geben, doch soll hier gezeigt werden, welche Erwägungen in dem vorliegenden Falle etwa Geltung haben:

Weiter unten ist die Stärke der Pleuelstange an dem kreuzkopfseitigen Ende kurz vor dem Übergang in den Stangenkopf $d_1 = 60$ mm berechnet. Man macht die Breite b des Stangenkopfes, um einen für die Bearbeitung bequemen Übergang zu erhalten und auch um keine allzu große Höhe h bei Berechnung des Bügels auf Festigkeit zu erhalten, im allgemeinen größer als den Stangendurchmesser. Um wieviel, hängt von der weiteren Durchbildung der Schalen und verschiedenen anderen Rücksichten ab (Fig. 33).

Vor allem muß man sich, nachdem der Kopf vorläufig aufgezeichnet ist, entscheiden, ob man Lagerschalen mit übergreifendem Lagerbund oder eingreifendem Lagerbund verwenden will (vgl. im Führer 39, 21, ferner auf S. 851 bis 853 die Fig. 696, 697 und 700). Bei kleinen Maschinen kommt man für das Kreuzkopfende der Pleuelstange eher als bei großen Maschinen auf einen eingreifenden Bund (vgl. auch Führer S. 881 bis 883). Hier werden, da die vorläufig gefundene Zapfenlänge von 140 sehr viel größer ist als d_1, übergreifende Lagerbunde am Platze sein. Wählt man die Kopfbreite $b = 1{,}5\, d_1 = 90$ mm und läßt die Lagerschalen auf jeder Seite um 6 mm $+ \frac{1}{10}\, b$ übergreifen, so kommt man auf eine Zapfenlänge von $15 + 90 + 15 = 120$ mm. Der Zapfendurchmesser ergibt sich mit dem oben angenommenen Flächendruck dann aus $9400 = 70 \cdot 12 \cdot d$; $d = 112$ mm; gewählt werden 110, also Längenverhältnis $^{120}/_{110} = 1{,}09$. Der Kreuzkopf wird mit diesen Zapfenmaßen erheblich schmäler als bei den Maßen mit dem Längenverhältnis $l/d = 1{,}5$. Das ist auch bei der gewählten Form des Kreuzkopfes für eine gute Kräfteübertragung von der Kolbenstange nach den Zapfenaugen des Kreuzkopfes erwünscht. Dafür werden die Abmessungen des Kreuzkopfes in der Schwingebene der Stange etwas größer.

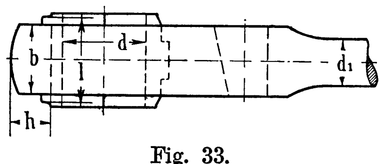


Fig. 33.

83. Ganz andere Erwägungen wären bei der Wahl der Zapfenlänge maßgebend gewesen, wenn man einen kugelförmigen Kreuzkopf gewählt hätte (Fig. 35 und Führer, Fig. 721, S. 870). Bei dieser manchmal wegen Bearbeitungsrücksichten für kleine und mittlere Maschinen bevorzugten Form steht aus rein geometrischen Gründen die Kopfbreite in einer gewissen Beziehung zum Durchmesser und ist verhältnismäßig groß. Man wird daher, um den Durchmesser, welcher die Kosten stark beeinflußt, klein zu halten, das Längenverhältnis des Zapfens ziemlich groß, etwa gleich 1,6, zweckmäßig wählen, womit sich bei einem Flächendruck von 70 kg/cm² eine Länge von 147 und ein Durchmesser von 92 ergäbe. Die Breite b des Stangenkopfes dürfte die gleiche bleiben und der lange Zapfen durch reichlich weit übergreifende Lagerschalen gedeckt werden. Man könnte aber auch b größer wählen, um h und damit den Durchmesser des Kreuzkopfes, in welchem der Pleuelstangenkopf Platz finden soll, einzuschränken.

Die vorstehenden Betrachtungen zeigen, daß die zweckmäßige Zapfenlänge und damit das Längenverhältnis je nach der Wahl der Kreuzkopfbauart sehr verschieden ausfällt und daß die Bindung an ein bestimmtes Normalverhältnis die Konstruktion des Kreuzkopfes verschlechtert oder

doch verteuert; sie zeigen aber auch, daß bei der Berechnung des Triebwerkes keine bestimmte Reihenfolge für die Berechnung der Teile als die allgemein beste empfohlen werden kann, denn es mußte für die zuerst gewählte Kreuzkopfform die angenommene Reihenfolge der Berechnung (vom Kolben in der Richtung der Kraftübertragung nach der Kurbelwelle zu) verlassen werden und die Zapfenlänge durch Vorwegnahme des später gefundenen Maßes der Pleuelstangendicke bestimmt werden, während für die Kugelform der gewählte Rechnungsgang innegehalten werden konnte.

84. Auch sonst kann beim Maschinenkonstruieren meist ein bestimmter Weg und eine bestimmte Reihenfolge in der Berechnung der Glieder nicht vorgeschrieben oder empfohlen werden. Es ist eine Hauptaufgabe des Konstrukteurs, diese Reihenfolge zweckmäßig zu wählen und sich davor zu hüten, sich durch Wahl eines ungünstigen Ausgangspunktes mit willkürlichen Annahmen bei der Weiterentwicklung der Konstruktion in unvorteilhafter Weise zu binden. Oft wird es freilich erforderlich sein, um zunächst einmal Grundlagen für die Wahl des Rechnungsganges zu schaffen, unter Einführung mehr oder weniger willkürlicher Annahmen irgendeinen naheliegenden Rechnungsgang zu wählen, und nachdem man die Resultate desselben maßstäblich aufgetragen hat, den Weg und Rechnungsgang zu suchen, welcher die Teile folgerichtig aus einander entstehen läßt. Die Rechnung ist dann noch einmal unter Aufgabe der ursprünglichen Annahmen zu wiederholen. Anfänger klammern sich meist zu fest an die ersten, zu dem eben besprochenen Zweck gemachten Annahmen an und kommen daher nicht zu der freien Entwicklung konstruktiver Gedanken.

85. Die Verbindung des Zapfens mit dem Kreuzkopfkörper muß eine Spannverbindung sein. In Frage kommt der konische Einpaß mit Schraubenanzug oder das geschlitzte Klemmauge (Führer S. 867, Fig. 716, S. 878, Fig. 735, S. 913, Fig. 831). Gewählt werde der konische Einpaß mit Schraubenanzug (Führer S. 868, Fig. 717 bis 721). Wegen der größeren Starrheit des gegossenen Gabelzapfenkreuzkopfes durch die überbrückende Verbindung der beiden Gabelzinken darf im Gegensatz zur Stangengabel (vgl. Anhang 3) auf beiderseitigen Anzug verzichtet werden, und es genügt für den Anzug eine Zugschraube mit Brückenscheibe (stärker als gewöhnliche Unterlagscheiben). Das Auge erhält die im Anhang 5 empfohlenen Maße:

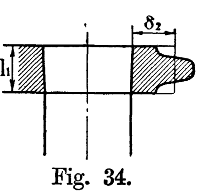


Fig. 34.

b, hier l_1 genannt, $= 0{,}5\,d + 10\,\mathrm{mm}$; δ, hier δ_2 genannt, $= 0{,}4\,d + 15\,\mathrm{mm}$;

$$l_1 = 0{,}5 \cdot 110 + 10 = 65; \qquad \delta_2 = 0{,}4 \cdot 110 + 15 = \backsim 60.$$

86. Vielfach findet man das Maß l_1 durch eine Flächendruckrechnung bestimmt. Mit einem Flächendruck von 300 kg/cm², der mit Rücksicht darauf, daß die beiden Flächen ohne Gleitung aufeinander ruhen und daß der Konus eingeschliffen ist, ohne weiteres zugelassen und auch noch überschritten werden dürfte, ergeben sich Werte, die erheblich kleiner sind als praktische Ausführungen. Das liegt daran, daß für die Länge l_1 gar nicht Flächendruckrücksichten in erster Linie maßgebend sind, sondern die Forderung, daß die Verbindung eine gute gegenseitige Versteifung von Kreuzkopf und Bolzen abgibt. Eine solche Versteifung gestattet die sonstigen Dimensionen des Kopfes (Wandstärke) etwas kleiner zu wählen.

Die versteifende Wirkung läßt sich rechnungsmäßig kaum verfolgen; die sich aus obigen Verhältniszahlen ergebenden Abmessungen sind daher auch nicht als feststehende anzusehen, vielmehr darf man l_1 bei gleichzeitiger Vergrößerung von δ_2 auch kleiner annehmen, wenn der Kopf der Form oder Wandstärke nach besonders steif ist. Auch kann es unter Umständen zweckmäßig sein, l_1 aus geometrisch konstruktiven Gründen größer zu wählen als die Verhältniszahlen ergeben, z. B. wenn die Kugelform für den Kreuzkopf gewählt wird, die zu einer verhältnismäßig großen Kopfbreite führt und bei nicht entsprechend langem Zapfen weit nach innen vorstehende Zapfenaugen verlangt, $l_1 = \frac{B}{2} - \frac{l}{2}$ (Fig. 35).

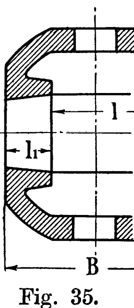


Fig. 35.

87. Die Einsetzung eines niederen zulässigen Flächendruckes, etwa 100 kg, wie er vereinzelt zur Herbeiführung besserer Übereinstimmung mit praktischen Ausführungen empfohlen wird, und die Durchführung einer Flächendruckrechnung ist irreleitend. Eine solche Rechnung erweckt den Schein der größeren Korrektheit gegenüber der Bemessung nach Verhältniszahlen, stützt sich aber auf völlig unzutreffende Grundlagen. Wenn eine einigermaßen zutreffende Berechnung mit Hilfe der Festigkeits- und Elastizitätslehre nicht möglich ist, sind Verhältniszahlen immer noch besser als Scheinrechnungen mit gewaltsam zurechtgestutzten Grundlagen. Bei Verwendung von Verhältniszahlen wird man sich der Unzulänglichkeit des Verfahrens eher bewußt bleiben, und wenn es die Umstände angezeigt erscheinen lassen, nach freiem Ermessen Abweichungen einführen.

88. Dem Kreuzkopfbolzen gibt man meist eine Konizität von 1 : 15 (Neigung 1 : 30 gegen die Mittellinie) und legt vielfach zur Erleichterung der Einpassung die Konusse auf die gleiche Kegelfläche. Hier soll von der letzteren Regel abgewichen werden, weil sie zu einem zu großen Unterschied in den Augenöffnungen führt.

Für die weitere Gestaltung des Kreuzkopfes muß die Form des Pleuelstangenkopfes, welchen er umfassen soll, bekannt sein. Es möge daher zunächst die Pleuelstange mit den beiden Pleuelstangenköpfen berechnet und entworfen werden. Fortsetzung der Kreuzkopfkonstruktion Art. 110.

Pleuelstange.

(Material: nicht zu harter Flußstahl.)

89. Als größte Stangenkraft werde aus den in Art. 79 angegebenen Gründen die Kolbenkraft gleich 9400 kg eingeführt. Die Stange ist zunächst auf Knicken, dann nötigenfalls auf Biegung durch die Querbeschleunigungen (Peitschen) zu berechnen. Als Länge werde das meist gebräuchliche Maß $L = 5\,R = 5 \cdot 0{,}3 = 1{,}5$ m $= 150$ cm eingeführt. Dann ist für den Fall des beiderseitigen gelenkigen Anschlusses, wie im Art. 44,

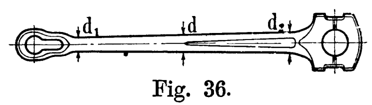


Fig. 36.

$$P = \pi^2 \frac{EJ}{L^2} \frac{1}{\mathfrak{S}} = \pi^2 E \frac{\pi d^4}{64} \frac{1}{L^2} \frac{1}{\mathfrak{S}} = 0{,}485 \frac{d^4}{L^2} \frac{E}{\mathfrak{S}};$$

mit $\quad \mathfrak{S} = 20$

$$9400 = 0{,}485 \frac{d^4}{150^2} \frac{2\,200\,000}{20}; \quad d^4 = 3967 \text{ cm}^4; \quad d = 7{,}94 \text{ cm}.$$

Gewählt für die Stangenstärke in der Mitte $d = 80$ mm. Pleuelstangen langsam laufender Maschinen verjüngt man in der Regel nach beiden Enden. Bei einer Maschine wie der vorliegenden kommen jedoch schon die Biegungsbeanspruchungen durch die Querbeschleunigung der Stange (das Peitschen) in Frage. Es werde daher die Stange nach dem Kreuzkopf zu verjüngt, nach dem Kurbelende zu verstärkt, jedoch hier an den Seiten abgeflacht. Durch die Abflachung wird das Widerstandsmoment für die Biegung nur unwesentlich verkleinert, dagegen werden die Massen erheblich eingeschränkt und ein besserer Abschluß der Stange an dem Pleuelkopf erreicht.

$$d_1 = 60\text{ mm}; \qquad d = 80\text{ mm}; \qquad d_2 = 100\text{ mm}.$$

Die schwächste Stelle der Pleuelstange ist auf Zug nachzurechnen, $d_1^2 \pi/_4 \, \sigma_z = 9400$; hieraus $\sigma_z = 332$ kg/cm²; zulässig.

Pleuelstangenköpfe.

90. Es wäre folgerichtig, zunächst den Pleuelkopf am Kreuzkopf zu berechnen und konstruktiv durchzuarbeiten, um den Kreuzkopf selbst, in welchem der Pleuelkopf mit Ausschlag Platz finden soll, im Entwurf fertigzustellen. Der kreuzkopfseitige Pleuelkopf ist, bei der gewählten Kreuzkopfkonstruktion, in den Formen des Rahmens wesentlich komplizierter als der kurbelseitige. Deshalb möge aus Lehrgangsgründen der letztere zuerst behandelt werden. Die später gefundenen Stirnzapfenmaße (Art. 116) $d = 110$ mm, $l = 135$ mm mögen hier vorweggenommen werden.

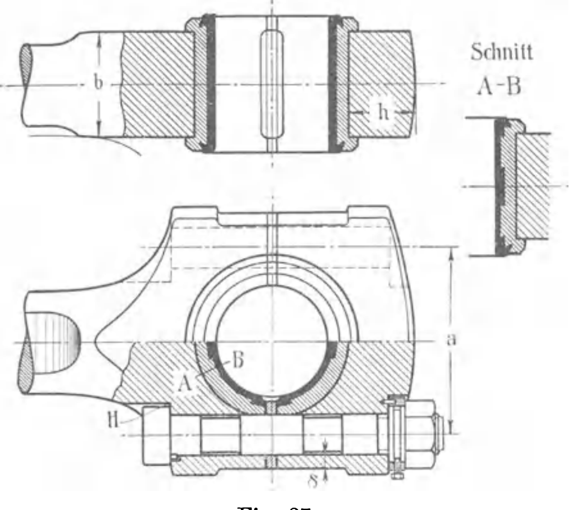


Fig. 37.

91. Der Pleuelkopf am Kreuzkopf muß der Zugänglichkeit wegen im vorliegenden Falle innere Nachstellung erhalten. Es ist also erwünscht, daß der Pleuelkopf an der Kurbel äußere Nachstellung erhält (Führer 41, 6 u. 7), damit die Differenz der Abnutzungen (anstatt der Summe) für die Veränderung der geometrischen Stangenlänge wirksam wird. Es werde ein offener Stangenkopf (ähnlich der Fig. 703, S. 855 des Führers) gewählt.

Im vorliegenden Falle hat wegen des Anschlusses des Kondensatorgestänges an die Fortsetzung des Hauptzapfens ein offener Kopf den Vorzug wesentlich leichterer Demontierbarkeit, da bei einem geschlossenen Kopf das ganze Kondensatorgestänge gelöst werden müßte, um die Schalen herauszubekommen. Wählt man bei einer Zapfenlänge von 135 mm die Breite des Stangenkopfes $b = 105$ mm (Fig. 37), so ergibt sich einerseits ein noch ausreichender Lagerschalenüberstand von 2 : 15 mm, anderer-

seits ein guter Übergang in das posaunenartig erweiterte Stangenende von 100 mm Stärke.

92. Die Lagerschalenstärke ergibt sich nach Anhang 4 für Bronzeschalen mit Futter, Überstand und Wechselkräften

$$s = 0{,}1 \cdot 110 + 0{,}2 \cdot 15 + 7 = 21 \text{ mm}.$$

Gewählt werde eine Schalenstärke von 20 mm, eine Futterstärke von 6 + 4 mm.

93. Die Bolzen dürfen in die Schale einschneiden, um das Maß a (Fig. 37) möglichst einzuschränken. Das Einschneiden ist ganz unbedenklich, da die Schalen an den Seiten schwächer sein dürften als in der Mitte, eine seitliche Stärkeabnahme der Schalen aber (um die Höhlung des Kopfes kreisrund zu lassen) nicht durchgeführt ist. Die Bolzen hätten auch ohne Gefährdung der ja im übrigen die volle Seitenstärke behaltenden Lagerschalen noch näher aneinander gerückt werden können, wenn nicht die im Vergleich zum Zapfendurchmesser große Schaftstärke der Pleuelstange im Wege stände.

Um die Verschneidung der Schraubenkopfnester bei H möglichst klein zu machen, wird man die runde Kopfform mit Nase vor der sechseckigen bevorzugen. Ferner genügt bei sorgfältig bearbeiteter Auflagefläche und, wenn der Schraubenschaft wie hier ohne Spielraum im Loch sitzt, ein kleinerer Durchmesser des Kopfes, als der normalen Schlüsselweite entspricht. Man mag den Kopfdurchmesser von Schrauben für Stangenköpfen etwa setzen

$$D = 1{,}35\, d + 4 \text{ mm}.$$

Um die Bolzenabmessungen klein zu halten, ist als Material zäher Tiegelstahl zu wählen, für welchen eine Beanspruchung von 500 kg/cm² trotz eintretender Nebenbeanspruchungen zugelassen werde. Es ergibt sich dann der Kerndurchmesser d_1 aus:

$$\pi/_4\, d_1^2\, 500 = \tfrac{1}{2} \cdot 9400; \qquad d_1 = 3{,}46 \text{ cm}.$$

Passend wäre eine Schraube von einem äußeren Durchmesser von $1^5/_8'' = 41{,}27$ mm, wenn Normalgewinde verwendet wird.

Für Triebwerksteile verwendet man, wie schon im Art. 46 bemerkt wurde, oft abnormale Schrauben mit feinerem Gewinde. Legt man die Gangzahl 8 auf 1″ zugrunde, wie bei der einzölligen Schraube, und wählt einen Durchmesser gleich 40 mm, so ist der Kerndurchmesser um 25,4 — 21,33, also um 4,07 mm kleiner als der Bolzendurchmesser, wenn das Gewindeprofil der einzölligen Whitworth-Schraube beibehalten wird. Es ergibt sich ein Kerndurchmesser von 40 — 4,07 = 35,93 mm, und damit $\sigma_2 = 460$ kg/cm², also trotz der Einschränkung des äußeren Durchmessers auf 40 ist die Beanspruchung noch erheblich günstiger als bei der Normalschraube.

Der Durchmesser des runden Kopfes wird nach der obigen Regel gleich $1{,}35 \cdot 40 + 4 = 58$ mm (gegenüber der Schlüsselweite der $1^5/_8''$ Whitworth-Schraube von 63 mm).

94. Mit dieser Kopfgröße kann jetzt der Abstand a gewählt werden, und zwar gleich 190 mm = 19 cm.

Als rohe Annäherung an die nicht mit Sicherheit zu beurteilende Lastverteilung möge angenommen werden, daß die Last sich gleichmäßig über die Projektion des Zapfens auf eine senkrecht zur Kraftrichtung stehende Ebene verteilt (die Annahme einer konzentrierten Last, wie sie häufig

gefunden wird, ist viel zu ungünstig). Es ergibt sich dann der in Fig. 38 dargestellte Belastungsfall

$$M = \frac{P}{2}\frac{19}{2} - \frac{P}{2}\frac{11}{4};$$

$$M = P\frac{1}{2}\cdot\frac{38-11}{4} = P\frac{27}{8} = 9400\frac{27}{8};$$

$$M = 31\,700 \text{ kg/cm}.$$

Rechnet man zunächst mit einem rechteckigen Querschnitt und wählt $k_b = 500$ kg/cm² (Flußstahl geschmiedet), so ist mit $b = 10{,}5$

$$31\,700 = \frac{10{,}5 \cdot h^2}{6} 500,$$

woraus $h = 6{,}02$ cm folgt.

Die Umformung auf einen außen durch einen flachen Kreisbogen (statt durch eine Gerade) begrenzten Querschnitt kann nach Augenmaß erfolgen (genau genommen natürlich kein einfacher Flächenausgleich). Die Höhe im Scheitel werde gleich 6,5 gewählt. Die bei diesen Annahmen sich ergebende Spannung kann nachgerechnet werden, nachdem man das Trägheitsmoment der sich aus einem Rechteck und aus einem Kreissegment zusammensetzenden Querschnittsfläche sowie die Lage des Schwerpunktes derselben ermittelt hat.

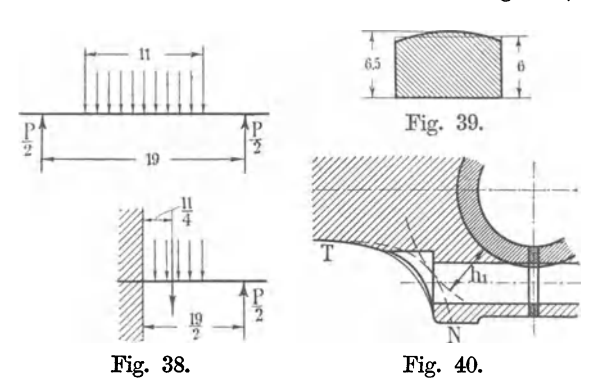


Fig. 38. Fig. 39. Fig. 40.

95. Die Wandstärke δ des Schraubenloches Fig. 37 mag gleich $^1/_5$ des Bolzens + 5 mm, also gleich 8 + 5 = 13 mm, gewählt werden. Nach den Enden zu werden die Außenmaße des Stangenkopfes nach Bedarf für die Auflagerung und Einlassung des Schraubenkopfes und der Mutter vergrößert.

Um noch für die Lage der Übergangskurve vom Schaft zum Pleuelkopf einen Anhalt zu gewinnen, wird man, zunächst ohne Berücksichtigung des Einschneidens des Schraubenkopfnestes, schätzungsweise eine Übergangskurve TN einzeichnen (Fig. 40), deren kleinster Abstand h_1 von der inneren Höhlung des Kopfes offenbar kleiner sein darf als h in Fig. 37, da an der fraglichen Stelle der Hebelarm der Kräfte kleiner ist als in der Mitte des Joches.

Wählt man h_1 vorläufig gleich $0{,}7\,h$ und rückt dann die eigentliche Begrenzung so weit heraus, daß die Linie TN einen Ausgleich bildet zwischen dieser Begrenzung und der schwächsten Stelle, so wird man einen Querschnitt erhalten, welcher die Grundlage einer Nachrechnung bilden kann mit ähnlichen Bedingungen, wie sie im Art. 1 des Anhanges 3 erläutert sind. Bei Annahme der äußeren Begrenzung wird man zu beachten haben, daß das Schraubenkopfnest nur an einer kleinen Stelle mit der vollen Tiefe in den maßgebenden Querschnitt einschneidet.

96. Offene Pleuelköpfe dieser Art finden ziemlich allgemein für gekröpfte Wellen Anwendung. Die Kurbelzapfen dieser Wellen haben wegen

der größeren Biegungshebelarme einen erheblich größeren Durchmesser. und zwecks Kleinhaltung der Wärmeentwicklung pro Flächeneinheit auch größere Länge als Stirnzapfen für die gleiche Kraft. Die Köpfe zeigen wegen der im Vergleich zur Kraft großen äußeren Abmessungen wesentlich andere Maßverhältnisse als Stangenköpfe für Stirnzapfen.

Der Rechnungsgang ist genau der gleiche wie bei diesen, nur kommen bei der Wahl der Breite noch andere Gesichtspunkte in Frage, auch gestattet die Übergangsform des Schaftes an den Kopf ein tieferes (bis an die zulässige Grenze gehendes) Einschneiden der Schraubenbolzen in die Lagerschalen. Es möge daher ein solcher Kopf unter Voraussetzung einer gleich großen Stangenkraft für einen Zapfendurchmesser von 160 mm und eine Zapfenlänge von 220 mm ganz kurz durchgerechnet werden (Fig. 41).

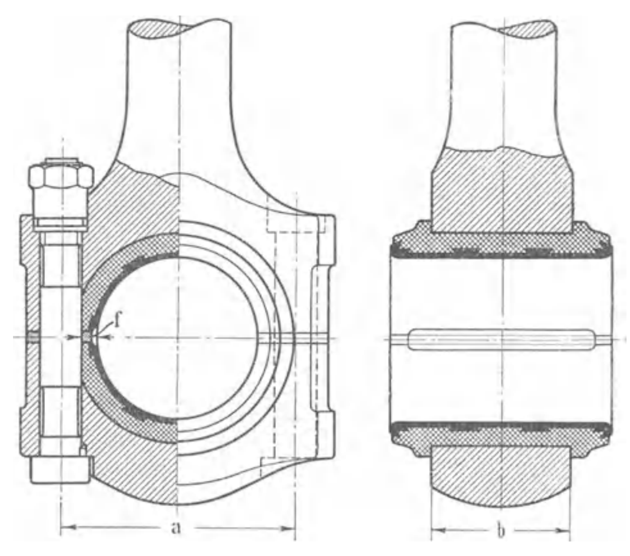


Fig. 41.

Schraubenbolzendurchmesser wegen der gleichen Kraft ebenso wie vorher gleich 40 mm und mit rundem Kopf von 58 mm Durchmesser.

Einschneidtiefe der Bolzen in die Schalen bis auf: Futterstärke $+ 5 + {}^2/_{100}$ des Lagerdurchmessers, mit einer Futterstärke $e = 7$ mm (entsprechend Anhang 4) wird dann $f = 7 + 5 + {}^2/_{100} \cdot 160 = \sim 16$ mm und daraus der Abstand der Bolzenmitten

$$a = 160 + 2\,(16 + \tfrac{1}{2} \cdot 40) = 232 \text{ mm.}$$

97. Die Breite b des Kopfes wird man bei nicht abgeflachter Stange ohne Grund nicht kleiner wählen als etwas über Schaftdurchmesser (vgl. Art. 82), d. h. bei einem Schaftdurchmesser von 100 mm etwa gleich 120 mm, und höchstens so groß, daß sich noch ein angemessenes Übergreifen der Schalen von 15 ÷ 20 mm auf jeder Seite ergibt, d. h. also nicht größer als $220 - 2 \cdot 15 = 190$. Zwischen 120 und 190 wird man, ohne daß Schwierigkeiten zu erwarten sind, frei wählen können.

Das Biegungsmoment in der Mitte des Joches wird analog der früheren Rechnung gefunden

$$M = \frac{9400}{2}\left(\frac{a}{2} - \frac{d}{4}\right) = \frac{9400}{2}\left(\frac{23{,}2}{2} - \frac{16}{4}\right) = 35\,720 \text{ kgcm};$$

bei Annahme einer Breite von 12 cm ergibt die Höhe aus

$$35\,720 = \frac{12\,h^2}{6}\,k_b, \quad \text{mit} \quad k = 500 \quad \text{wird} \quad h = 5{,}97;$$

bei einer Breite von 19 cm hätte sich die Höhe $h = 4{,}75$ ergeben.

Gewählt werde, um einerseits die lange Schale besser zu unterstützen als bei 12 cm Breite, und um andererseits keinen zu schwierig zu schmiedenden, schwerfällig breiten Kopf mit 19 cm Breite zu erhalten, eine Breite von 14 cm, mit welcher sich $h = 5{,}5$ cm bei rechteckigem Querschnitt ergibt. Wegen der bogenförmigen Begrenzung werde ähnlich wie in Fig. 36 die Gesamthöhe gleich 6 cm gewählt.

Bei 14 cm Breite ergibt sich ein Schalenüberstand

$$ü = \tfrac{1}{2}\,(22 - 14) = 4 \text{ cm}.$$

Bei diesem verhältnismäßig großen Überstand mögen Stahlformgußschalen mit Weißgußfutter gewählt werden. Die Stärke der Schale ergibt sich nach Nr. 3, Anhang 4, indem $B = 160 + 3 \cdot 40 = 280$ und $q = \dfrac{9400}{16 \cdot 22} = 26{,}7$ ist, zu $s = \dfrac{26{,}7 + 10}{1000}\,280 + 15 \text{ mm} \backsim 25 \text{ mm}$.

98. Es möge nun noch ein geschlossener kurbelseitiger Pleuelkopf berechnet werden, indem angenommen werden mag, daß die Kondensatorluftpumpe in anderer Weise, etwa von der rückwärts durchgeführten Kolbenstange, angetrieben wird und der Stirnzapfen der Kurbel mit einer abnehmbaren Zapfenbundscheibe versehen ist.

Die Berechnung eines solchen einfachen geschlossenen Pleuelkopfes kann gleichzeitig als Vorbereitung für die Konstruktion des komplizierteren kreuzkopfseitigen Pleuelkopfes dienen. Wenn in den Punkten B und C (Fig. 42) Gelenke angebracht wären, so dürfte das Joch ebenso berechnet werden wie beim offenen Pleuelkopf. Wegen des steifen Anschlusses an die Wangen tritt aber außer den im Abstande a wirkenden Kräften $A = \dfrac{P}{2}$ an den Schnittstellen je noch ein Moment auf. Der Drehsinn desselben ist der in der Fig. 42 angedeutete und ergibt sich aus einer Betrachtung über die Deformationen, wie sie in dünnen Linien eingezeichnet sind, als Rückwirkung der Verbiegung der Wangen.

Fig 42.

In der nächsten Figur (43) ist das Schnittmoment durch ein Kräftepaar dargestellt. Die Größe des Momentes dieses Paares kennt man nicht. Man kann es sich in ein Paar von gleichem Moment mit der Kraft A und dem Arm e verwandelt denken.

Es entsteht dann das Kräftebild Fig. 44, in welchem im allgemeinen e von k verschieden sein wird.

Nun darf man aber bekanntlich Kräftepaare beliebig verschieben, ohne daß sich am Gleichgewicht etwas ändert[1]). Dementsprechend möge eine

[1]) Die Zulässigkeit der Verschiebung eines Kräftepaares sowie der Verlegung des Angriffspunktes einer Einzelkraft in ihrer Wirkungsrichtung besteht nur hinsichtlich der Gleichgewichtsverhältnisse an einem Körper, nicht auch allgemein hinsichtlich der inneren Spannungsverhältnisse (welche durch solche Verschiebungen und Verlegungen eine Änderung erfahren). Da hier jedoch die Spannungen im Schnitt EF (Fig. 44) aus den Gleichgewichtsbedingungen des in den Fig. 43 bis 47 dargestellten Körpers hergeleitet werden sollen, ist die Verschiebung zulässig, solange dieselbe nicht über den Querschnitt EF hinausgeht.

Verschiebung nach rechts ausgeführt werden, bis die nach unten gerichtete Paarkraft mit A zusammenfällt (Fig. 45); dann verschwinden diese beiden gleichgroßen und entgegengesetzt gerichteten Kräfte und es bleibt als Resultierende der Einzelkraft und des Kräftepaares eine Einzelkraft übrig, deren Angriffspunkt man sich (da die Bedingungen der Anmerkung erfüllt bleiben) in ihrer Richtung nun auch verlegt denken kann (Fig. 46).

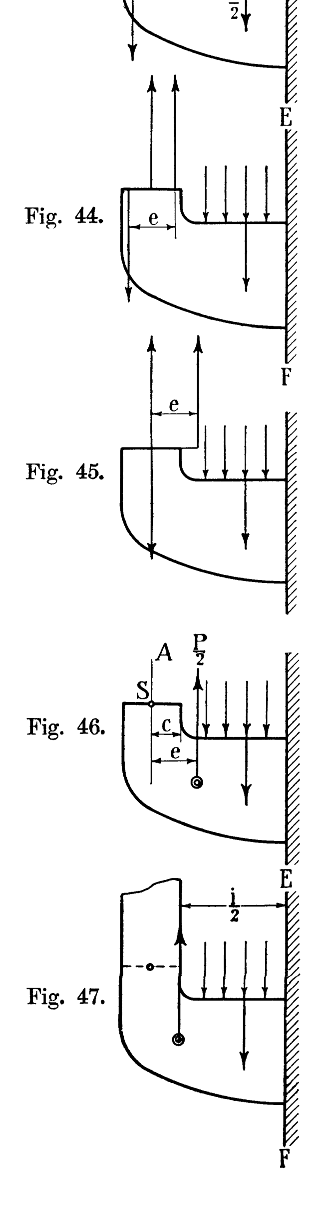


Fig. 43. Fig. 44. Fig. 45. Fig. 46. Fig. 47.

Der Abstand e dieser Kraft von dem Schwerpunkt S (Fig. 46) des Wangenschnittprofiles ist nun zwar nicht bekannt, weil das Moment M, aus welchem e durch die Gleichung $e = \frac{M}{A} = \frac{M}{\frac{1}{2}P}$ hergeleitet wurde, unbekannt ist.

99. Ich empfehle (den Grad der Berechtigung dieser Annahme für die vorläufige Berechnung abzuschätzen war der Zweck vorstehender Betrachtung) für die vorläufige Berechnung zu setzen $e = c =$ dem Abstand des Schwerpunktes des Wangenquerschnittes von der Innenfläche der Wange. Damit wird der Hebelarm der Kraft $\frac{1}{2} P$ gleich der halben lichten Weite $\frac{1}{2} i$ des Pleuelkopfrahmens (Fig. 47).

Die Annahme dieses Hebelarmes hat vor der sonst üblichen, welche vorläufig die Kraft im Schwerpunkte des Wangenquerschnittes angreifend annimmt, zwei Vorteile: Sie kommt zunächst den tatsächlichen Verhältnissen näher, sofern der wirkliche Abstand e der Resultierenden aus Moment und Normalkraft im Querschnitt größer ist als $\frac{1}{2} c$, was bei den üblichen Querschnittsverhältnissen von Stangenköpfen stets zutrifft[1]). Dann aber ist auch die lichte Weite i von vornherein bekannt, während der Abstand a der beiden Querschnittslinien erst nach vorläufiger Annahme der Stärke und Querschnittsform der Wangen geschätzt werden müßte.

100. Die vorläufige Berechnung des Jochquerschnittes im Schnitt EF ist mit der oben empfohlenen Regel sehr einfach. Für den Stirnzapfen der Kurbel mit $d = 110$, $l = 135$ mm ergibt sich zunächst, wie nach Art. 92, eine Lagerschalenstärke von 20 mm; diese werde an den Seiten gemäß 6, Anhang 4, auf $\frac{2}{3}$, d. h. rund auf 14 mm, ermäßigt (was sich im allgemeinen bei rahmenförmigen Köpfen mit ganz oder teilweise geradliniger Innenbegrenzung empfiehlt).

[1]) Wenn das unbekannte $e = \frac{1}{2} c$ ist, wird durch die obige Annahme das Moment um ebensoviel zu klein, wie es durch die Annahme einer durch S gehenden Kraft zu groß wird; $e = c$ gibt Übereinstimmung von Annahme und Wirklichkeit; $e > c$ bedeutet, daß die wirklichen Momente kleiner sind als die angenommenen. Die Wangenstärke läßt sich übrigens auch nachträglich so berechnen, daß die Unterstellung $e = c$ erfüllt wird.

Damit wird $i = 14 + 110 + 14 = 138$ mm und

$$M = \frac{9400}{2}\left(\frac{i}{2} - \frac{d}{4}\right) = \frac{9400}{2}(6{,}9 - 2{,}75) = 19500\,\text{kgcm}$$

statt 31700 kgcm für den offenen Kopf mit den gleichen Zapfenmaßen (Art. 94).

Für eine Breite $b = 105$ mm ergibt sich aus der Gleichung

$$19500 = \frac{10{,}5\,h^2}{6}\,k_b \quad \text{mit} \quad k_b = 500; \quad h = 4{,}72.$$

Bei flacher äußerer Abrundung des Profils wird man die Höhe im Scheitel gleich 5 cm wählen (Fig. 48).

101. Die Wange ist nicht etwa allein durch Zugkräfte beansprucht, wie sie sich aus der Unterstellung eines Drehpunktes an den Anschlußstellen ergeben würden, sondern noch durch die Momente der Anschlußstellen und durch die Querbeschleunigungen auf Biegung.

Die Berechnung auf Zug allein würde außerordentlich geringe Querschnitte ergeben. Man mag vorbehaltlich genauerer Nachrechnung des Kopfes als geschlossener Rahmen die Wangenstärke $h_1 = 0{,}6 \cdot h = 0{,}6 \cdot 4{,}7 = 2{,}8$ cm für den rechteckigen Querschnitt annehmen und nachher für den gedrehten Kopf mit kreisförmiger Begrenzung wieder einen Ausgleich einführen.

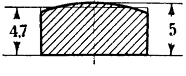


Fig. 48.

Nach den so ermittelten Hauptmaßen wird man den Kopf entwerfen und dort, wo die Wangen durch Schraubenlöcher für die Keilnachstellung geschwächt werden, eine Verstärkung vornehmen.

102. Nachdem auf Grund von Rechnungen vorstehender Art die Hauptabmessungen des Kopfes vorläufig bestimmt sind und die Form durch schätzungsweise Ergänzungen vervollständigt ist, kann die Nachrechnung als statisch unbestimmtes System stattfinden. Verwiesen sei auf Watzinger, Spannungsverteilung in geschlossenen Schubstangenköpfen, Z. d. V. d. I. 1909, S. 1033; Matsumura, Festigkeit geschlossener Schubstangenköpfe, Z. d. V. d. I. 1911, S. 460; E. Brauer, Festigkeitslehre, S. 244.

103. Es sind noch einige Worte über die zweckmäßige Beschaffenheit des Materials statisch unbestimmter Köpfe zu sagen: Es kann vorkommen, daß bei einem statisch unbestimmten Kopf an einzelnen Stellen, die sich als die stärkst beanspruchten von vornherein gar nicht erkennen lassen, hohe Materialbeanspruchungen auftreten; auch können sich bei der Formgebung Schwierigkeiten ergeben, solche stärkere Beanspruchungen an einzelnen Stellen zu vermeiden.

Wenn an einer solchen Stelle eines statisch unbestimmten Systems infolge von Überanstrengung (z. B. durch hinzutretende Stöße nach eingetretener Abnutzung der Schalen, die nicht rechtzeitig nachgestellt wurden) bleibende Formänderungen eintreten, so führen dieselben, sofern der Richtungssinn der Beanspruchung nicht wechselt, im allgemeinen zu einer Entlastung der stärkst beanspruchten Stelle für die Zukunft. Dieser günstige Einfluß solcher sonst gefährlichen Formänderungen macht die Wahl eines Materials, welches kleine einmalige Formänderungen mit Sicherheit verträgt, vorteilhaft. Man wird also gerade für geschlossene Köpfe ein zähes Material wählen, und da große Dehnbarkeit und hohe Festigkeit unvereinbar sind, auf höchste Festigkeit verzichten.

Die einzelnen Teile eines Stangenkopfes sind, obwohl die Stangenkraft ihre Richtung wechselt, doch nur gleichsinnig (steigend und fallend zwischen Null und einem Maximum) beansprucht, was Voraussetzung für das Eintreten obiger Wirkung ist.

104. Besonders starke Beanspruchungen pflegen in den einspringenden Ecken der rahmenförmigen Köpfe aufzutreten. Die Rechnung läßt das erst erkennen, wenn man die Ecke als krummen Balken betrachtet und die größere elastische Dehnbarkeit der langen äußeren Fasern (Fig. 49) berücksichtigt.

Fig. 49.

Man wird daher die Rundung dieser einspringenden Ecken mit möglichst großem Radius ausführen. Da jedoch, bei Anwendung des meist üblichen innenliegenden Steilkeils als Nachstellvorrichtung, der Keilhub und die Keilauflagefläche durch eine Ausrundung der Ecken stark herabgesetzt werden, wird es auch hierfür eine Grenze geben, die bei dem schlanken Durchgangsteil Führer Fig. 693 u. 699, S. 851 u. 853 übrigens nicht besteht.

105. Es soll nun der Pleuelkopf am Kreuzkopf gestaltet und berechnet werden. Als Zapfenmaße waren in den Art. 80 bis 84 nach Erwägung verschiedener Varianten für den gewählten Kreuzkopf als zweckmäßig befunden $d = 110$; $l = 120$; Stangenbreite $b = 90$.

Für die Schalen des Kreuzkopfgelenkes bevorzugt man wegen der geringen Gleitgeschwindigkeit und des hohen Flächendruckes im allgemeinen harte Bronze ohne Weißgußfutter.

Die Schalenstärke wird für Wechselkräfte bei Schalen ohne erheblichen Überstand nach Anhang 4 gefunden

$$s = 0{,}08\, d + 6 \text{ mm} = 0{,}08 \cdot 110 + 6 = \backsim 15 \text{ mm}$$

(statt 17, wie in der Figur angegeben); an den Seiten möge die Schalenstärke $\frac{2}{3}\, s = 10$ mm gewählt und damit $i = 10 + 110 + 10 = 130$ mm gefunden werden.

Das Moment in der Mitte des Joches wird nach dem oben entwickelten Verfahren vorläufig gefunden

$$M = \frac{P}{2}\left(\frac{i}{2} - \frac{d}{4}\right) = \frac{9400}{2}\left(\frac{13}{2} - \frac{11}{4}\right) = 17\,625 \text{ kgcm};$$

für rechteckigen Querschnitt ist dann zu setzen mit $b = 9$ cm

$$17\,625 = \frac{9 \cdot h^2}{6}\, k_b,$$

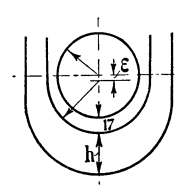


Fig. 50.

womit für $k_b = 500$ wird $h = 4{,}8$ cm.

Wenn der Kopf aus den weiter unten angegebenen Gründen innere Keilnachstellung erhält, wird die außenliegende Schale außen zweckmäßig kreisrund gemacht und das Joch der Außenform der Schale mit dem Radius $\frac{1}{2}\, i$ angepaßt (Fig. 50).

Die Exzentrizität ε der äußeren gegen die innere Schalenrundung wird hierbei $15 - 10 = 5$ mm.

106. Für den Zusammenbau mit dem geschlossenen Gabelzapfenkreuzkopf mit beiderseitigen Gleitschuhen eignen sich die normalen Rahmenpleuelköpfe nicht gut: Ein unmittelbar auf die Lagerschale wirkender Keil wäre schlecht zugänglich. Deshalb ist der Keil durch Einschaltung eines Zwischenstückes so weit hinaus verlegt, daß er gut zugänglich ist;

außerdem ist zu gleichem Zwecke, abweichend von der normalen Bauart, die Anzugrichtung des Keils senkrecht zur Schwingebene der Stange gestellt (Fig. 51). Aus diesen Bedingungen ergibt sich eine eigenartige geschwungene Form der Wangen, welche auf andere Beanspruchungen führt als gerade Wangen.

107. Um die Hauptabmessungen für eine weitere Berechnung festzulegen, wird man erst die innere Form weiter entwickeln. Das Maß a ist dadurch bestimmt, daß der Keil mit Schraube und der glockenförmig gebildeten Unterlagscheibe noch neben dem Kreuzkopf Platz findet (nebenstehende Fig. 51 und Fig. 56 auf S. 51).

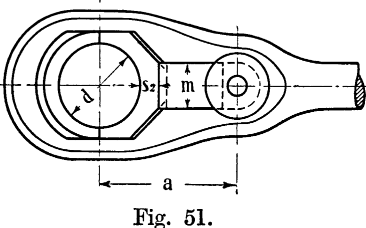


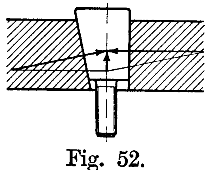
Fig. 51.

Die Breite des Keils und des Zwischenstückes wähle man mit Rücksicht auf eine genügende Unterstützung der Lagerschale nicht zu klein. Immerhin wird man sich, um keinen unförmigen Pleuelkopf zu erhalten, gewisse Beschränkungen auferlegen müssen. Macht man $m = 0{,}5$ bis $0{,}6\,d$, wie es bei guten Ausführungen gefunden wird, so ist immer noch eine gewisse Verstärkung der Lagerschale wegen der nicht vollständigen Unterstützung ratsam. Es möge s_2 statt 15 mm = 18 mm angenommen werden.

108. Keilschraube. Um mit einer mäßigen Keilverschiebung bei ausreichender Lagerschalenverstellung für die mit der Zeit eintretende Abnutzung auszukommen, wird man einen verhältnismäßig großen Keilwinkel annehmen müssen ($\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{6}$). Wählt man die Neigung $\frac{1}{5}$, so ergibt die Zerlegung der Kräfte (Fig. 52) ohne Berücksichtigung der Reibung (auf eine unterstützende Wirkung der Reibung wird man bei den auftretenden Erschütterungen nicht rechnen dürfen) $K = \frac{1}{5} \cdot P = 1800$. Mit $k_z = 300$ kgcm² wird der Kernquerschnitt 6 cm², Bolzendurchmesser $\sim 1\frac{1}{4}''$.

Die glockenförmige Unterlagscheibe muß so weit sein, daß sie das Keilende in sich aufnehmen kann. Um mit mäßigen Abmessungen auszukommen, ist das Keilende, wie aus Fig. 56, S. 51, ersichtlich, abgedreht. Die Auflagefläche bleibt noch genügend groß.

Bei Pleuelstangenköpfen mit ganz innenliegenden Keilen wird man unter Umständen gezwungen sein, wegen des sehr eingeschränkten Keilhubes den Keilwinkel noch steiler zu nehmen, während der Durchgangskeil eine wesentlich flachere Neigung gestattet.


Fig. 52.

109. Um nun die Seitenwangen ungefähr zu berechnen, kann man folgendermaßen vorgehen: Man nehme h_1 vorläufig (nach Art. 101) $= 0{,}6\,h = 0{,}6 \cdot 4{,}8 = 2{,}9$ cm an, trage dann den Kopf nach den bisher festgelegten Maßen und im übrigen nach Schätzung auf (Fig. 53), denke sich in den Punkten A, B, C, D Gelenke angeordnet und betrachte die Beanspruchung des so entstehenden, durch die starken Linien bezeichneten Systems. Die S-förmig gekrümmte Linie ist hierin der Ort der Schwerpunkte der Querschnitte, also bei dem vorläufig noch rechteckig angenommenen Querschnitt die Mittellinie zwischen den Begrenzungslinien. Das anschraffierte Stück mag dabei als für die Festigkeit wirkungsloser Führungsansatz für das Zwischenstück angesehen werden.

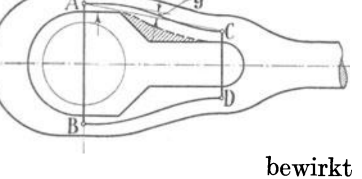
Nach entsprechender Kräftezerlegung in A findet man die in die Gerade AC fallende Kraft G ein wenig größer als $\frac{P}{2}$, etwa abgerundet gleich 5000 kg. Der größte Abstand y der S-förmigen Linie von der Kraftrichtung ist maßgebend für das Moment. y sei gleich 12 mm gefunden, dann ist:

$$M = 5000 \cdot 1{,}2 = 6000 \text{ kgcm};$$

$$M = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot \sigma_b, \quad \text{ergibt mit} \quad b = 9,\ h = 2{,}9; \quad \sigma_b = 477;$$

hierzu die Zugspannung $\sigma_z = \frac{5000}{9 \cdot 2{,}9} = 192$; $\sigma_b + \sigma_z = 669$ kgcm²; unzulässig bei einem so komplizierten Stück und der pulsierenden Kraftwirkung.

Die unbekannten Einspannungsmomente bei C oder A können ebensowohl entlastend wie belastend wirken. Da jedoch eine entlastende Wirkung für den nach innen abweichenden Teil der S-Kurve eine belastende Wirkung für den nach außen abweichenden Teil bedeutet, scheint weitergehende Vorsicht geboten.



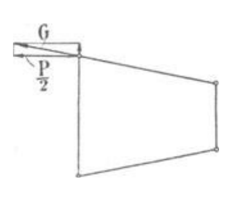


Fig. 53.

Die hiernach notwendig erscheinende Verstärkung der Wangen mag dadurch bewirkt werden, daß an Stelle der Umwandlung des rechteckigen Querschnittes in den bei der gedrehten Stange kreisförmig begrenzten das ganze Segment zugegeben wird (Fig. 54).

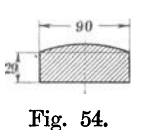


Fig. 54.

Für größere Maschinen wird die Nachrechnung mit den genaueren Methoden der Festigkeitslehre als statisch unbestimmtes System zu empfehlen sein (vgl. die Literatur Art. 102).

Die obige vorläufige Annahme mag manches Willkürliche haben. besonders bezüglich der Wahl der Punkte C und D, gibt aber doch einen Anhalt für die Beurteilung der Kraftwirkung und zeigt, daß die einfache Rechnung auf Zug unzulässig ist. Über die Berechnung gegabelter Pleuelstangenköpfe vgl. Anhang 3.

Kreuzkopf.

Fortsetzung von Art. 88.

110. Es kann nun, nachdem die Außenform des kreuzkopfseitigen Pleuelstangenkopfes festliegt, der Kreuzkopf fertig gebildet werden. Man zeichne zu dem Zwecke das Pleuelstangenende in der stärkst geneigten Lage auf und bilde danach die Innenform des Kreuzkopfes derart, daß der Stangenkopf nirgends anstößt (Fig. 55).

Die Bestimmung der Wandstärke δ auf Grund einer Festigkeitsrechnung ist nicht wohl möglich. Die Formel

$$\delta = 0{,}2\sqrt{P} + 8\,\text{mm} = 0{,}2\sqrt{9400} + 8 = 0{,}2 \cdot 97 + 8 = \backsim 28\ \text{mm}$$

hat auch kaum größere Bedeutung wie eine Verhältniszahl, da sie die Form des Kopfes nicht enthält; sie gilt für Stahlformguß und möge bei dem Fehlen anderer Anhaltspunkte hier zugrunde gelegt werden.

Der Kreuzkopf möge bis auf die Anlageflächen und Anlaufflächen in der Hauptsache unbearbeitet bleiben. Nur der Bund am Kolbenstangeneinsatz möge zur Verzierung noch abgedreht werden. Beim unbearbeiteten Kopf ist man in der Gestaltung der Außenform freier und nicht an so strenge Formen gebunden wie beim bearbeiteten Kopf. Die Übergänge der einzelnen Formenelemente können durch Abrundungen am Holzmodell verwischt werden, so daß Durchdringungslinien nicht überall in Erscheinung treten werden (Fig. 56).

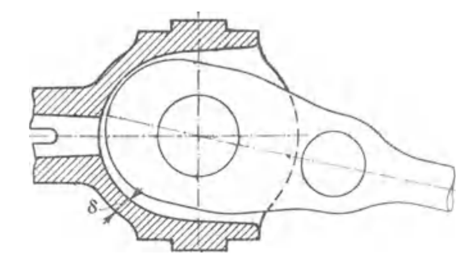
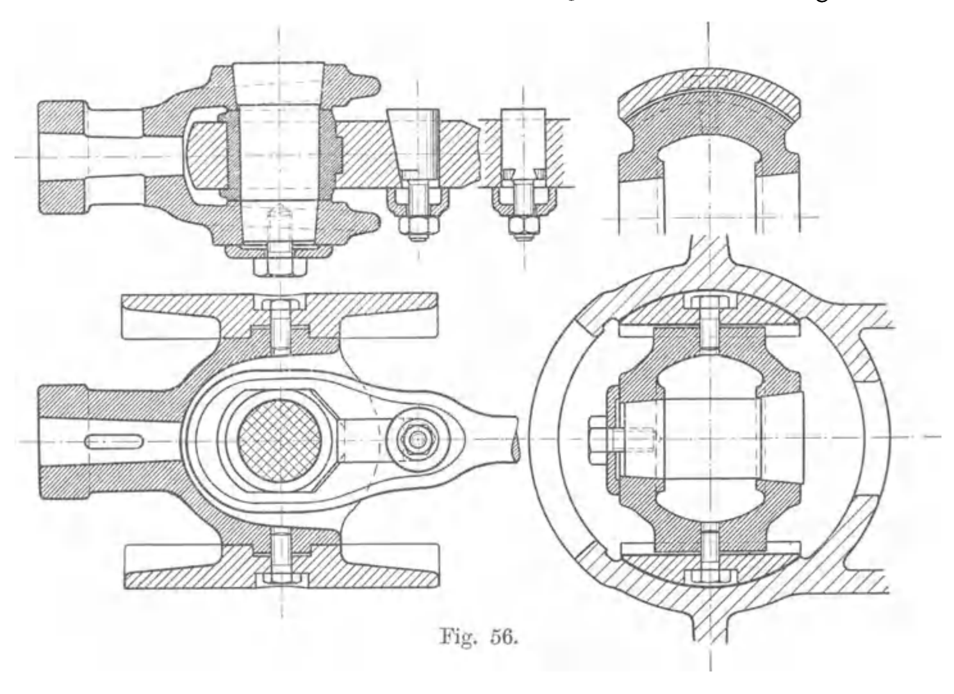


Fig. 55.

111. Für die Form des Kopfkörpers ist schließlich noch die Art der Anbringung der Gleitschuhe von Bedeutung. Diese werden, abgesehen


Fig. 56.

von ganz kleinen Köpfen, welche mit den Schuhen aus einem Stück bestehen, fast immer aufgesetzt und fast stets aus Gußeisen hergestellt. Bei großen Maschinen werden sie nicht selten mit Weißgußfutter versehen, mit welchem sie auf der gußeisernen Gleitbahn laufen.

Gleitschuhe und Gleitbahn.

112. Die Größe der Gleitfläche ist, wenn die Schuhe nicht nachstellbar sind, mit einem Flächendruck von $1\frac{1}{2}$ bis $2\frac{1}{2}$ kg/cm² zu rechnen. Wenn sie nachstellbar sind, darf der Flächendruck größer gewählt werden. Bei Lokomotiven geht man wegen der knappen Verhältnisse auch bei nicht nachstellbaren Schuhen auf 5 kg und höher und läßt sich die damit not-

wendig werdende häufigere Ausbesserung gefallen (Bronzefutter auf Stahlschienen).

Sonst bietet die Anordnung einer reichlich großen Lauffläche im allgemeinen keine Schwierigkeiten, da die Baulänge der Maschine durch die Länge der Schuhe in der Regel nicht beeinflußt wird. Man kann auch so vorgehen, daß man die Schuhe so lang macht, als sie, ohne die Baulänge zu berühren, sein dürfen, und dann nachprüft, ob der angegebene Flächendruck überschritten wird. Ein noch geringerer Flächendruck wie 1,5 wird im Interesse kleinerer Abnutzung liegen.

Die Gleitbahn wird belastet durch die seitliche Komponente der Pleuelstangenkraft (vgl. Art. 79) mit 1830 kg, durch das Gewicht des Kreuzkopfes und das halbe Gewicht der Kolbenstange, wenn der Kolben durch die Zylinderwandung getragen wird. Die Gewichte mögen, da sie im voraus meist nicht bekannt sind, außer acht bleiben bzw. durch die Wahl des niedrigen Flächendruckes von $1\frac{1}{2}$ bis $2\frac{1}{2}$ kg schon berücksichtigt sein.

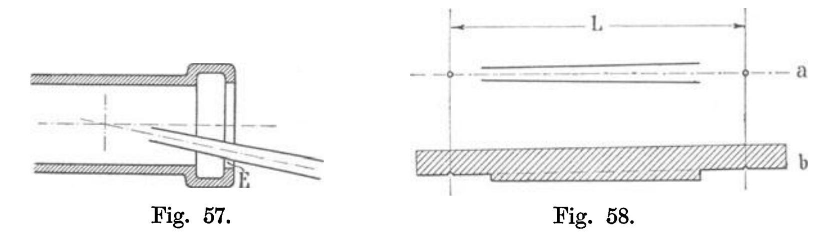
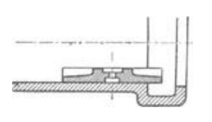


Fig. 57. Fig. 58.

113. Der Durchmesser der Gleitbahn (die als Rundführung gedacht sei) werde durch Angliederung der Schuhe an den Kreuzkopf gefunden (Fig. 56); im vorliegenden Falle ergibt sich damit der Durchmesser etwa gleich 420 mm. Nachzuprüfen ist, ob bei diesem Durchmesser die Pleuelstange in der ungünstigsten Stellung nicht an den Ölfänger schlägt (Fig. 57) (Spielraum bei $E \geqq 10$ mm; bei Lokomotiven Federspiel berücksichtigen).

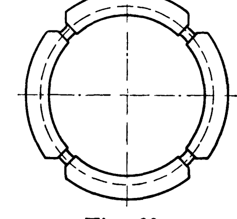
Der weiteste Ausschlag der Pleuelstange ist nicht der ungünstigste. Die Enveloppe der verschiedenen Lagen der Stangenbegrenzung ist maßgebend. Man trage die Stange in einfacher Weise nach Fig. 58a maßstäblich auf Pauspapier auf und probiere. Man kann auch die Enveloppe mit einer aus Karton nach Fig. 58b ausgeschnittenen Schablone durch mehrfaches Aufzeichnen der fraglichen Teile des Stangenprofils darstellen.

114. Der Gleitschuh muß zur Vermeidung der Gratbildung über die Lauffläche der Gleitbahn überlaufen, und zwar zweckmäßig einen ziemlichen Betrag, da der Druck auf die Gleitbahn nach den Enden hin sehr gering wird und bei reichlichem Überlauf die Abnutzung gleichmäßiger wird (Fig. 59).


Fig. 59.

115. Die Verbindung der Schuhe mit dem Körper des Kreuzkopfes geschieht bei der gewählten Kopfform am besten durch Verkämmung. Für eine Drehbarkeit nach Führer Fig. 725 liegt bei auflaufendem Kolben keine Veranlassung vor; sie unterbleibt sogar meistens auch bei schwebendem Kolben. Eine Drehbarkeit um eine zu den Gleitbahnflächen senkrechte Achse hat für den Betrieb und die Auflagerung der Schuhe gar keine Bedeutung, sie ist nur durch die Herstellung des Kopfes und die bequeme Bearbeitung der Anlageflächen bedingt.

Die Verkämmung hat den Vorteil, beim Abdrehen der Schuhe auf dem Kreuzkopf dem vom Drehstahl an den Enden der Schuhe ausgeübten Momente genügenden Widerstand zu bieten. Verkämmung mit ebenen (Fig. 56 rechts unten) oder zylindrischen (Fig. 56 rechts oben) Flächen. Bei letzterer Form ist es zu empfehlen, 4 Schuhe auf einmal herzustellen (Fig. 60).


Fig. 60.

Stirnkurbel und Wellenhals.

116. Kurbelzapfen (Tiegelstahl). Die Kondensatorluftpumpe möge von einer Verlängerung des Kurbelzapfens angetrieben werden (Fig. 62, S. 54). Da die Kondensatorkräfte noch nicht bekannt sind, erfahrungsgemäß aber ihr Einfluß auf die Beanspruchung des Kurbelzapfens, sofern keine Gegenkurbel angewandt wird, nicht erheblich ist, mögen dieselben einstweilen vernachlässigt werden und spätere Nachrechnung vorbehalten bleiben (Art. 288 und 289).

Der Flächendruck kann bei dem sich ergebenden kleinen Durchmesser des Stirnzapfens und der daraus folgenden kleinen Reibgeschwindigkeit ziemlich hoch, nämlich $p = 50$ bis $60\,\text{kg/cm}^2$, gewählt werden. Diese Werte dürfen jedoch nicht auch bei den erheblich ungünstiger beanspruchten gekröpften Wellen eingesetzt werden (vgl. hierüber Anhang 6).

Bei Verwendung von Tiegelstahl für den Zapfen darf die (wechselnde) Biegungsbeanspruchung $k_b = 500\,\text{kg/cm}^2$ gesetzt werden. Wegen der hinzukommenden Mehrbeanspruchung durch den Kondensatorantrieb werde mit $460\,\text{kg/cm}^2$ gerechnet.

$$\frac{l}{d} = \sqrt{0{,}2 \cdot \frac{k_b}{p}} = \sqrt{0{,}2 \cdot \frac{460}{60}} = 1{,}23;$$

$$P = l\,d\,60 = l^2 \frac{d}{l}\,60 = \frac{l}{1{,}23} \cdot 60; \qquad l = 13{,}9\text{ cm}; \qquad d = \frac{13{,}9}{1{,}23} = 113$$

und zur Kontrolle

$$\frac{\pi}{32}\,d^3\,460 = 9400\,\frac{13{,}9}{2}; \qquad d^3 = 1446; \qquad d = 11{,}3\text{ cm}.$$

Gewählt werde: $l = 135$ mm; $d = 110$ mm, womit

$$p = \frac{9400}{13{,}5 \cdot 11{,}0} = 63{,}4\text{ kg/cm}^2$$

wird, was zugelassen werden möge, weil bei Einzylindermaschinen mit weitgetriebener Expansion der mittlere Druck im Verhältnis zum Maximaldruck kleiner ist als in anderen Fällen.

117. Für den Wellenhalszapfen müssen zunächst schätzungsweise Annahmen über die wirksamen Krafthebelarme gemacht werden. Der auf das Wellenlager B (Fig. 61) kommende Druck wird abhängen von der Entfernung des Außenlagers C. Es kann das Verhältnis $\frac{b}{c}$ nach anderen Ausführungen geschätzt werden gleich 1,25; dann ist:

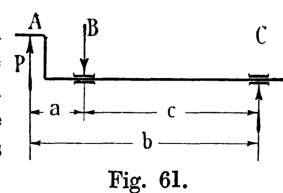


Fig. 61.

$$B\,c = P\,b; \qquad B = 9400 \cdot 1{,}25 = 11\,750\text{ kg}.$$

Der für die Biegungsbeanspruchung des Wellenzapfens maßgebende Abstand a kann erst nach weiterer konstruktiver Durchbildung der Kurbel gefunden werden; da für diese aber wieder der Wellendurchmesser von Bedeutung ist, muß dieser zunächst auf Grund einer Flächendruckberechnung geschätzt werden, für welche das Längenverhältnis nur ganz vorläufig zu 1,5 angenommen sein mag. Dann ist mit einem Flächendruck von $14 \div 16$ kg/cm², wie er bei der größeren Umfangsgeschwindigkeit der Reibflächen anzunehmen ist:

$$B = l\,d\,15; \qquad 11\,750 = l^2 \frac{d}{l}\,15 = l^2 \frac{15}{1{,}5};$$

$$l^2 = 1175; \qquad l = 34{,}3 \text{ cm}; \qquad = \backsim(340) \text{ mm}; \qquad d = (230) \text{ mm}.$$

Die Klammern mögen andeuten, daß es sich nur um ganz vorläufige Werte handelt. d_1 werde einige Millimeter kleiner als d angenommen, nämlich = 200 mm (Fig. 62).

118. Bei Maschinen mit hoher Umdrehungszahl ist der Flächendruck mit Rücksicht auf die Reibungsarbeit und die Abführung der erzeugten Wärmemenge niedriger zu wählen (vgl. hierüber Anhang Nr. 6, ferner Haupttext Art. 310 u. 311).

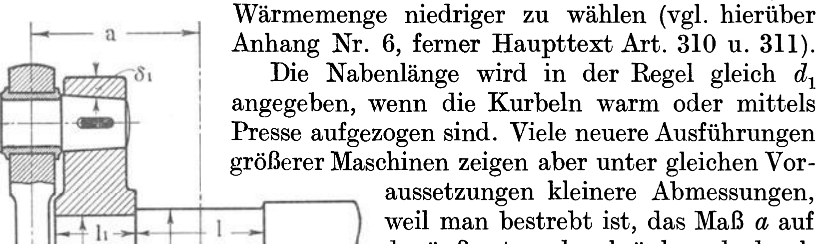


Fig. 62.

Die Nabenlänge wird in der Regel gleich d_1 angegeben, wenn die Kurbeln warm oder mittels Presse aufgezogen sind. Viele neuere Ausführungen größerer Maschinen zeigen aber unter gleichen Voraussetzungen kleinere Abmessungen, weil man bestrebt ist, das Maß a auf das äußerste zu beschränken, da durch ein großes a die Biegungsmomente für Welle und Bajonett wachsen und auch die Exzenter- oder die Steuerwelle unbequem weit hinausrücken. Es werde mit $l_1 = 0{,}8 \cdot d_1 + 30$ mm gerechnet und damit gefunden: $l_1 = (190)$ mm.

Zur weiteren Einschränkung von a rücke man ferner die Nabe nach links so weit heraus, als dies mit Rücksicht auf die vorbeischlagende Pleuelstange eben noch zulässig ist. Ein Spiel von einigen Millimetern wird man wegen der Möglichkeit der Seitenabnutzung der Stangenkopflagerschale und sonstiger Zufälligkeiten vorsehen müssen; man mag etwa nehmen: $5 \text{ mm} + \frac{1}{40} \cdot d$, also im vorliegenden Falle 10 mm, und hat dann bei einer Pleuelstangenstärke von 80 mm:

$$a = \frac{80}{2} + 10 + 190 + \frac{340}{2} = (410) \text{ mm}.$$

119. Die Nachrechnung auf Biegung allein ergibt, wenn man die Unterstützungskräfte nicht über die ganze Zapfenlänge verteilt, sondern in der Mitte angreifend annimmt (zu ungünstig gerechnet, aber üblich):

$$M_b = 9400 \cdot 41 = \frac{\pi}{32} \cdot 22^3 \cdot \sigma_b; \qquad \sigma_b = 369 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Torsionsspannung allein ergibt sich aus:

$$M_d = 9400 \cdot 30 = \frac{\pi}{16} \cdot 22^3 \cdot \tau; \qquad \tau = 135 \text{ kg/cm}^2.$$

Hieraus ergibt sich die ideelle Biegungsspannung für den Kreisquerschnitt (vgl. Anhang 2)

$$\sigma_{bi} = 0{,}35\,\sigma_b + 0{,}65\,\sqrt{\sigma_b^2 + 4\,\tau^2} = 426 \text{ kg/cm}^2.$$

Zulässig ist bei der wechselnden Beanspruchung $k = 500$ bis 600 [Welle aus Flußstahl[1])].

Um das Material besser auszunutzen und eine kleinere Gleitgeschwindigkeit und damit kleinere Reibungsverluste zu erhalten, möge d etwas verkleinert, l etwas vergrößert, also ein größeres Längenverhältnis unter ungefährer Beibehaltung des Flächendruckes eingeführt werden,

mit $d = 210$; $l = 360$; $d_1 = 195$; $l_1 = 185$ ergibt sich

$$a = 40 + 10 + 185 + 180 = 415;$$

das Längenverhältnis wird damit gleich 1,71. Der Flächendruck wird

$$= \frac{9400 \cdot 1{,}25}{21 \cdot 36} = \sim 15{,}5 \text{ kg/cm}^2.$$

Die ideelle Biegungsbeanspruchung ergibt sich mit diesen Maßen σ_{bi} 495 kg/cm²; angemessen.

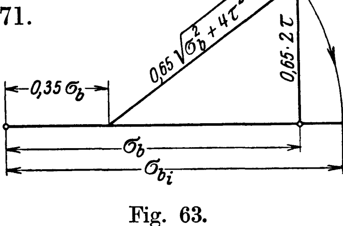


Fig. 63.

Eine gute Übersicht über den Anteil der Torsionsspannungen gibt die graphische Auftragung nach Fig. 63. Die weitere Wellenbemessung kann erst nach Ermittelung des Schwungradgewichtes stattfinden.

Kurbelarm.

120. Die Wandstärke der Kurbelnabe wähle man (Fig. 62, S. 54):

$$\delta = 0{,}4 \cdot d_1 + 10 \text{ mm} = 0{,}4 \cdot 195 + 10 = 88 \text{ mm}.$$

Nach den Seiten hin kann die Nabe abgesetzt werden und schwächer genommen werden. Ein solcher Absatz erweist sich im vorliegenden Falle auf der Außenseite auch als erforderlich, damit der Pleuelstangenkopf frei durchschlagen kann; auch wäre bei fehlendem Absatz ein Nacharbeiten an der Übergangsstelle zwischen den auf der Drehbank hergestellten Flächen und den mit der Stoßmaschine oder Fräsmaschine bearbeiteten erforderlich.

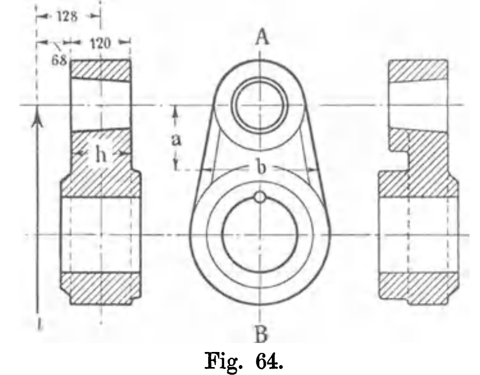


Fig. 64.

Die Nabenlänge für den Kurbelzapfen mache man etwas größer als den Zapfendurchmesser, so daß der Zapfen gut befestigt werden kann. Gewählt werde eine Nabenlänge von 120 mm (Fig. 64).

Die Naben der Kurbelzapfenbohrung und der Wellenbohrung rücken hier bei dem verhältnismäßig kleinen Hub und bei den großen Kräften

---

[1]) Wenn man die Welle an dieser Stelle mit dem Bachschen Faktor α_0 (vgl. Anhang 2, Art. 6 bis 12) hätte berechnen wollen, so hätte er gleich 1 gesetzt werden können; als Schwankungsgrad hätte ein Fall etwas ungünstiger als b eingeführt werden müssen (vgl. auch Art. 227).

so nahe aneinander, daß es nicht angezeigt erscheint, die in Fig. 64 rechts angedeutete Einziehung auszuführen, die aus Festigkeitsrücksichten vielleicht zulässig ist. Es würden daraus nur erhebliche Bearbeitungsschwierigkeiten ohne jeden Nutzen entstehen. Man wähle die Fig. 64 links dargestellte Form. In der Ansicht (Fig. 64 Mitte) mag man die dünn ausgezogene Einziehung ausführen, wenn auf eine Einschränkung der nicht ausgeglichenen Gewichte Wert zu legen ist.

121. Die Nachrechnung des Kurbelarmes (Fig. 64) hat für zwei Hauptkurbelstellungen zu erfolgen:

1. Stangenkraft in Richtung *AB*.

Wenn keine Einziehungen stattfinden, ist mit $b = 280\,\text{mm}, h = 120\,\text{mm}$

$$9400 \cdot 12{,}8 = \frac{b\,h^2}{6}\sigma_b = \frac{28 \cdot 12^2}{6}\sigma_b; \qquad \sigma_b = 179\ \text{kg/cm}^2;$$

$$9400 = b\,h\,\sigma_z = 28 \cdot 12\,\sigma_z; \qquad \sigma_z = 28\ \text{kg/cm}^2;$$

$$\sigma = \sigma_b + \sigma_z = 207\ \text{kg/cm}^2; \quad \text{zulässig.}$$

2. Stangenkraft senkrecht zur Richtung *AB*.

Es wird *b* zur Hähe, *h* zur Breite.

$$9400 \cdot a = \frac{28^2 \cdot 12}{6}\sigma_b, \quad \text{mit} \quad a = 14{,}5 \quad \text{wird} \quad \sigma_b = 87\ \text{kg/cm}^2;$$

außerdem wird der Arm auf Torsion beansprucht mit einem Moment

$$9400 \cdot 12{,}8 = \tfrac{2}{9} \cdot 12^2 \cdot 28\,\tau; \qquad \tau = 134\ \text{kg/cm}^2.$$

Die Nachrechnung der auftretenden Hauptspannung oder Hauptdehnung erübrigt sich, da schon die Summe $\sigma_b + \tau$ unter der zulässigen Spannung bleibt. Eine Verminderung der Abmessungen des Armes auf das kleinste Maß, mit welchem die zulässigen Maximalbeanspruchungen erreicht werden würden, bringt keinen Gewinn. Die Bearbeitungskosten würden vermutlich größer werden; auch die elastischen Formänderungen im Betrieb könnten leicht unzulässig hoch ansteigen.

122. Die Schrumpfverbindung der Kurbel mit der Welle muß so fest sein, daß die Kräfte auch ohne Anwendung eines Keiles übertragen werden. Der angedeutete, empfehlenswerte Rundkeil hat nur die Bedeutung einer Sicherung.

Kurbelwellenlager.

123. Hauptabmessungen der Lauffläche nach dem Wellenzapfen (Art. 119) zu bemessen. Die Lagerdeckelschrauben erhalten bei liegenden Maschinen nur geringe Kräfte. Bei stehenden sind sie auf Zug im Kern zu berechnen; als Kraft ist der auf das betreffende Lager entfallende Anteil der nach oben wirkenden Kolbenkraft einzuführen.

Bei liegenden Maschinen kann man eine Verhältniszahl benutzen[1]) und den Schraubenschaftdurchmesser wählen gleich $10 + 0{,}1\,d$, wenn auf jeder Seite 2 Schrauben angeordnet werden, und $10 + 0{,}15\,d$, wenn nur 1 auf jeder Seite angeordnet wird (d = Durchmesser des Wellenzapfens). Im vorliegenden Falle kommt man hiermit auf 4 Schrauben von $1^1/_4''$ Bolzendurchmesser.

---

[1]) Wenn die Deckelnase zum Zwecke der Verspannung der beiden Lagerwangen geneigt ist (Führer S. 843), treten auch bei liegenden Maschinen rechnungsmäßig verfolgbare Kräfte in den Deckelschrauben auf, die zu berücksichtigen sind.

Für das vierteilige Kurbellager möge zweiseitige Keilnachstellung gewählt werden. Über die mehr oder weniger große Dringlichkeit zweiseitiger Nachstellbarkeit vgl. Führer S. 839 u. 840. Sonstiges über Kurbelwellenlager Führer S. 837 bis 848.

124. Bei vollflächiger Auflagerung ergibt sich mit den Maßen der Fig. 65 der Flächendruck zwischen Keil und Schale nach Art. **117** aus

$$9400 \cdot 1{,}25 = 14 \cdot 30\, q; \qquad q = 28 \text{ kg/cm}^2.$$

Da ein überall gleichmäßiges Aufliegen nicht zu erwarten ist und für q bis 200 kg/cm² zulässig sind, wird man Aussparungen und Arbeitsleisten vorsehen. Ohne an die zulässige Grenze zu gehen, mag die Größe der Auflagerflächen mit $q = 100$ gerechnet werden, da durch die größere Anlagefläche höhere Bearbeitungskosten nicht entstehen.

Bei direkter Schraubennachstellung (Führer S. 839) kommt man auf unvermeidlich hohe Flächendrucke (über 200). Man wende Seitenschalen aus Stahlformguß und Übertragungsdruckstücke zwischen Schraube und Schale an und beachte, daß die Schale Überstand hat und entsprechend stark bemessen sein muß (Anhang 4). Der Überstand ist hier vom Druckstück aus zu messen.

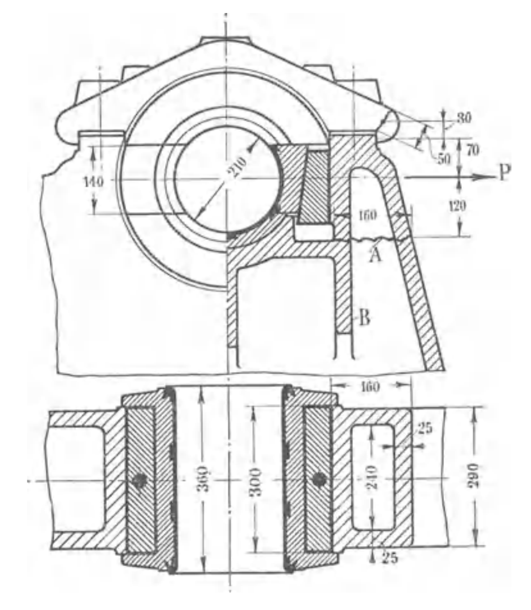


Fig. 65.

125. Deckelnase und Querschnitt A. Beide werden bei guter Einpassung gleichzeitig die Kräfte aufnehmen. Da die Verteilung der Kraftaufnahme nicht wohl bestimmbar ist, möge jeder Querschnitt gesondert für die volle Kraft gerechnet werden und wegen der ungünstigen Annahmen höhere Spannungen zugelassen werden. Bei geneigter Nase ist man in der Lage, einen großen Teil der Kraft durch Anziehen der Deckelschrauben auf die Deckelverbindung zu übernehmen.

Wenn im Schwerpunkt des in Fig. 65 angedeuteten Bruchschnittes der Nase die ganze Kraft $P = 9400 \cdot 1{,}25$ wirkte, erfährt die Deckelnase eine Biegungsbeanspruchung

$$\sigma_b = \frac{9400 \cdot 1{,}25 \cdot 3}{W}, \quad \text{welche mit} \quad W = \frac{30 \cdot 5^2}{6} \quad \text{wird}$$

$$\sigma_b = \frac{9400 \cdot 1{,}25 \cdot 3 \cdot 6}{30 \cdot 5^2} = 283 \text{ kg/cm}^2, \quad \text{und eine Zugbeanspruchung}$$

$$\sigma_z = \frac{9400 \cdot 1{,}25}{30 \cdot 5} = 78{,}4 \text{ kg/cm}^2, \quad \text{womit} \quad \sigma = \sigma_z + \sigma_b = 361 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{wird.}$$

Dies kann mit Rücksicht auf den angenommenen, sehr ungünstigen Belastungsfall noch zugelassen werden.

Die Annahme, daß zwar die Biegungsfestigkeit bei A nicht ausreicht, aber die Schubfestigkeit genügt, ergibt bei Einführung eines Drehpunkts bei A eine Nasenkraft, die im Verhältnis der Hebelarmlängen $\frac{120}{120 + 70}$ kleiner ist als oben angenommen, womit $\sigma_b = 178{,}5$ und $\sigma_z = 49{,}5$, $\sigma_z + \sigma_b = 228\ \text{kg/cm}^2$ wird.

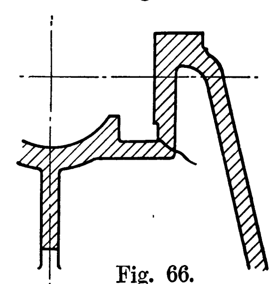
Die Biegungsbeanspruchung im Querschnitt A ergäbe sich, wenn die Nase nicht vorhanden wäre, wie folgt: Widerstandsmoment bei A

$$W = \frac{29 \cdot 16^3 - 24 \cdot 11^3}{12 \cdot 8} = 900\ \text{cm}^3;$$

$$M = 9400 \cdot 1{,}25 \cdot 12 = 900 \cdot \sigma_b;$$

$$\sigma_b = \frac{9400 \cdot 1{,}25 \cdot 12}{900} = 156\ \text{kg/cm}^2.$$

Es ist unbedingt erforderlich, wenn der Berechnung die Biegungsformel des geraden Balkens zugrunde gelegt wird, daß das Profil über den gefährlichen Querschnitt noch ein Stück geradlinig durch die Rippe B (Fig. 65) hinausgeführt wird. Die Rippe B überträgt die Zugspannungen dann auf die Seitenwangen.


Fig. 66.

Mehrfach vorgekommene Brüche an der fraglichen Stelle sind durch Außerachtlassung dieser Erwägung (vgl. Fig. 66, in welcher die Rippenverlängerung fehlt) entstanden.

Bei stehenden Maschinen hat die Anbringung von Deckelnasen keinen Zweck (vgl. Führer S. 838).

Berechnung des Schwungrades.

Grundsätze für die Bemessung des Schwungrades.

126. Das Schwungrad hat bekanntlich eine Doppelaufgabe zu erfüllen: einmal soll es die innerhalb einer Umdrehung wiederkehrenden gesetzmäßigen Ungleichheiten der Drehkräfte der Kraftmaschine und der Gegendrehkräfte der Arbeitsmaschinen ausgleichen, soll, solange erstere überwiegen, den Überschuß aufnehmen, um ihn wieder abzugeben, wenn die Drehkraft der Kraftmaschine bei gewissen Kurbelstellungen nachläßt und unter die Gegendrehkraft sinkt; dann soll es aber auch die ungesetzmäßigen Veränderungen der Außenbelastung vorläufig ausgleichen, bis der Regulator die dem größeren oder geringeren Energiebedarf entsprechende Füllung eingestellt hat. Dabei wird das Schwungrad noch die weitere Aufgabe übernehmen, ganz kurze, ihrer Höhe nach unter Umständen beträchtliche Belastungsschwankungen ohne erhebliche Verstellung des Regulators und der Energiezufuhr auszugleichen und wird damit noch eine wärmewirtschaftliche Aufgabe erfüllen, insofern vorübergehende ungünstige Füllungen vermieden werden.

127. Wenn die Rücksichten auf den Außenschwankungen überwiegen und relativ starke Belastungswechsel vorkommen, so kann die Forderung ausreichender Schwungradenergie in die Form gekleidet werden, daß die

totale Energie (lebendige Kraft, Wucht) des Schwungrades bei der mittleren Geschwindigkeit gleich sein soll der gesamten indizierten Arbeit der Maschine während z Umdrehungen, wobei z je nach der relativen Stärke der Belastungsschwankungen und den Anforderungen an die Gleichmäßigkeit des Ganges zwischen 5 bis 20 gewählt werden kann.

Ist die Belastungsart der vorliegenden Maschine z. B. derart, daß $z = 8$ passend ist, so ist die lebendige Kraft des Schwungrades zu wählen $E = 8 \cdot 2 \cdot s\,F\,p_i$, worin F der Mittelwert der wirksamen Kolbenflächen von Kurbel- und Deckelseite in Quadratzentimetern, s der Hub in Metern ist. Mit dem oben gefundenen Kolbenstangenquerschnitt von 44 cm² ist $F = 1385 - 22 = 1363$ cm² und damit

$$E = 8 \cdot 2 \cdot 0{,}6 \cdot 1363 \cdot 2{,}60 = \sim 34\,000 \text{ kgm.}$$

128. Es könnte zweifelhaft sein, ob als Maß für die Berücksichtigung der Außenschwankungen nicht die während einer gewissen Zeit (anstatt einer gewissen Zahl von Umdrehungen) geleistete Arbeit zu wählen ist, weil die Betriebsschwankungen von der minutlichen Umdrehungszahl unabhängig sind. Man dürfte bei dieser Grundlage die zu fordernde Schwungradenergie je nach den zu erwartenden Außenschwankungen etwa gleich der Kraftmaschinenarbeit in 3 bis 10 Sekunden setzen. Schnell laufende Maschinen würden bei dieser Rechnungsweise größere Schwungräder erhalten als bei der ersten, welche die Arbeit einer gewissen Anzahl von Umdrehungen zur Grundlage hat. Es bleibt jedoch zu berücksichtigen, daß sich die Regulierung bei schneller laufenden Maschinen auch etwas schneller vollzieht.

129. Meist werden die Schwungräder ohne Rücksicht auf die Außenschwankungen nach den innerhalb einer Umdrehung auftretenden Schwankungen der Drehkraft so berechnet, daß die periodische Ungleichförmigkeit ein gewisses Maß nicht überschreitet. Dies Maß wird durch Festsetzungen über den zulässigen Ungleichförmigkeitsgrad δ für verschiedene Betriebsarten bestimmt (vgl. Art. 157).

Für die Bestimmung der erforderlichen lebendigen Kraft des Schwungrades für einen gegebenen Ungleichförmigkeitsgrad ist die Ermittlung des Drehkraftdiagramms (Tangentialdruckdiagramms) erforderlich.

Das Drehkraftdiagramm.

130. Das Drehkraftdiagramm wird in bekannter Weise aus dem Triebdruckdiagramm entwickelt, und zwar am zweckmäßigsten aus dem in geschlossener Form, wie es im Art. 30 erläutert ist. Unter Triebdruck wird hier das aus Überdruckdiagramm und Beschleunigungsdiagramm zusammengesetzte Diagramm verstanden. Man kann das Drehkraftdiagramm jedoch auch für das Überdruckdiagramm und Beschleunigungsdiagramm getrennt verzeichnen und dann die beiden Drehkraftdiagramme addieren. Diese Behandlungsweise ist in dem Buch von Tolle, Regelung der Kraftmaschinen, 3. Aufl., Berlin 1921, bevorzugt. Sie ist nicht viel umständlicher als die übliche und gewährt über die Wirkung verschieden groß gewählter Umdrehungszahlen einen besseren Überblick. Hier möge, da die Bedingungen gegeben sind, das sonst gebräuchliche Verfahren angewandt werden.

131. Über die Ermittelung und Verzeichnung der Beschleunigungslinie vgl. Anhang 8 und Haupttext Art. 31 und 32. Bei stehenden Maschinen

ist das Gewicht der Triebwerksteile noch in Betracht zu ziehen, was beim geschlossenen Triebdruckdiagramm am einfachsten dadurch geschieht, daß man die Beschleunigungslinie in ihm um G/F nach unten oder oben verschiebt, und zwar nach unten, wenn die Kurbelwelle, wie es fast stets der Fall ist, unten liegt.

132. Bei dem glatten Verlauf des Dampfdiagramms genügt es, im allgemeinen den Halbkreis in 12 gleiche Teile (von 15° zu 15°) einzuteilen, wenn man außerdem die markanten Punkte und gegen Hubende, wo die Kräfte schnell sich ändern, noch einen Punkt einschiebt. Als markante Punkte, deren Übertragung die Verzeichnung des Drehkraftdiagramms erleichtern, sind anzusehen der Schnitt der verlängerten Expansionslinie und Admissionslinie (Punkt I und II in Fig. 67 oben und unten) und der Punkt, in welchem die Stangenkraft gleich Null wird. Ferner mag man wenigstens nach Augenmaß die Stellen übertragen, in welchen die Kompression und die Vorausströmung beginnt, um beim Anlegen des Kurvenlineals an die gefundene Punktreihe sich bewußt zu sein, daß an diesen Stellen eine Änderung des Gesetzes der Druckänderungen eintritt.

133. Für die Ermittelung der Drehkraft aus der Triebkraft P kommen drei Verfahren zur Anwendung: das Verfahren der Kräftezerlegung, das mehr geometrische Verfahren mit radialer Auftragung von P und die Benutzung von Tabellen für das Verhältnis $T : P$.

Das erste Verfahren ist das umständlichste und, obwohl theoretisch korrekt, auch das zeichnerisch am wenigsten genaue; gleichwohl sollten Anfänger, wenigstens für einen Punkt in jedem Quadranten, die Drehkraft T durch Kräftedreiecke oder -parallelogramme ermitteln, weil allein durch dies Verfahren das Kräftespiel im Kurbelgetriebe zur Anschauung kommt und die Kräfte in ihrer wahren Richtung erhalten werden. In Fig. 67 ist in dem verkleinert dargestellten Kurbelgetriebe (in der Mitte) für die Kurbelstellung 4 der Kräfteplan gezeichnet. Man erhält aus P, welches der Größe und Richtung nach bekannt ist, und den Richtungen der Pleuelstange und des Normaldruckes der Gleitbahn durch Zerlegung der Kräfte am Kreuzkopf zunächst die Stangenkraft S und den Normaldruck (vgl. auch Art. 79). Die Stangenkraft S wird dann in die arbeitende, also in die Bewegungsrichtung fallende Komponente T und die senkrecht zu ihr stehende arbeitslose Komponente R zerlegt.

Man kann die beiden Kräftedreiecke aber auch von vornherein zu einem Krafteck mit den Seiten P, N, R, T am Kurbelzapfen vereinigen (vgl. Fig. 67).

Bei dem zweiten, mehr geometrischen Verfahren wird die Kolbenkraft radial von der betreffenden Kurbelstellung aus aufgetragen (in Fig. 63 ist die Konstruktion für Punkt 4 am großen Kreise durchgeführt), dann vom Endpunkt der Kraft P eine Senkrechte zur Kolbenweglinie gezogen; auf dieser schneidet dann die durch den Anfangspunkt von P gehende Pleuelstangenrichtung die Tangentialkraft T ab.

Es ist dabei nicht erforderlich, das Kurbelgetriebe in dem gleichen Maßstab zu zeichnen wie den Kreis, von welchem aus man die Kräfte P aufträgt, sondern es genügt und empfiehlt sich zur Vermeidung des jedesmaligen Gebrauchs des Stangenzirkels, das Kurbelgetriebe (nur zwecks Ermittelung der zugehörigen Pleuelstangenrichtung) kleiner zu zeichnen und durch den Ausgangspunkt des radial aufgetragenen P eine Parallele zur Pleuelstangenrichtung zu ziehen.

134. Man kann bei Anwendung des Distanzbogenverfahrens auch die jedesmalige Verzeichnung des Kurbelgetriebes zur Feststellung der Pleuelstangeneinrichtung dadurch vermeiden, daß man von den Punkten 3′, 4′ usw. der Fig. 67 unten im voraus Richtungsansätze nach dem Mittelpunkt des Distanzbogens zeichnet und zu den Richtungen Parallele durch die Punkte 3, 4 usw. zieht (was in der Figur nicht geschehen ist). Es kann auch das Ziehen des Richtungsansatzes unterbleiben und nur ein Schiebedreieck an die Richtung 3′ Mittelpunkt, 4′ Mittelpunkt usw. angelegt werden und gleich nach 3 bzw. 4 parallel verschoben werden.

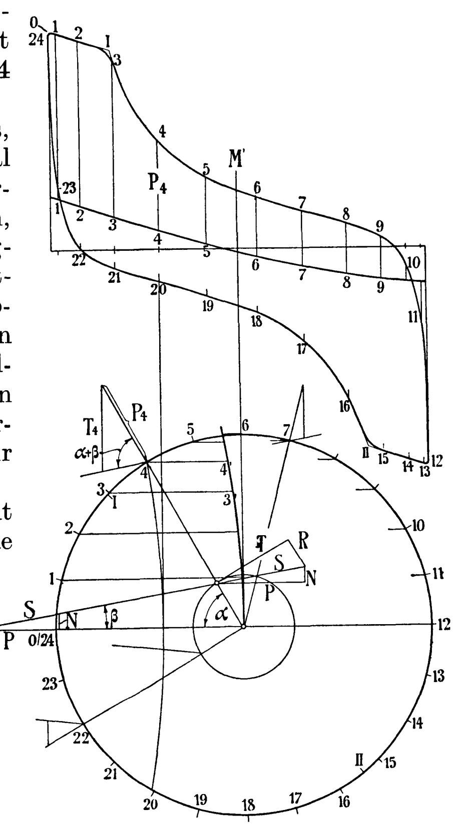


Fig. 67.

135. Der Durchmesser des Kreises, von welchem aus man die P radial aufträgt, kann beliebig gewählt werden; auch kann er gleich Null werden, ohne daß die zeichnerische Genauigkeit dadurch leidet; doch ist es ratsam, ihn gleich der Länge des Triebdruckdiagramms zu machen, weil dann die Zusammengehörigkeit der einzelnen Punkte besser übersehen werden kann und die Dreiecke für die verschiedenen Stellungen nicht so sehr durcheinander kommen.

136. Die nachstehende Tabelle dient dazu, für einen in 24 gleiche Teile geteilten Kurbelkreis und 5fache Stangenlänge mit dem Rechenschieber T zu finden, nachdem man P im Triebdruckdiagramm abgemessen hat.

137. Für alle drei Verfahren ist die Aufsuchung der zu den einzelnen Kurbelstellungen gehörigen Kolbenwege oder die umgekehrte Aufsuchung erforderlich. Dieselbe kann entweder mit der bekannten Bogenprojektion, wie sie für Punkt 4 und 20 angegeben ist, erfolgen oder, um bei Auftragung in größerem Maßstab die mehrfache Benutzung des Stangenzirkels zu umgehen, mittels „Distanzbogen“. An Stelle der meist üblichen beiden Enddistanzbögen ist hier nur ein einziger durch die Mitte des Kurbelkreises gehender Distanzbogen gezeichnet. Die horizontalen Abstände der einzelnen Kurbelpunkte vom Distanzbogen liefern den Abstand des Kolbens von seiner Mittelstellung. Die Abstände werden am besten mit dem Zirkel in das Triebdruckdiagramm übertragen, z. B. ist die im

Ziffer	0 24	1 23	2 22	3 21	4 20	5 19	6 18	7 17	8 16	9 15	10 14	11 13	12 12
$\frac{T}{P}$	0	0,309	0,590	0,808	0,954	1,0169	1,00	0,915	0,778	0,606	0,410	0,2088	0

Kreisdiagramm (Fig. 67 unten) zu entnehmende Länge $\overline{44'}$ von der Mitte M' des Triebdruckdiagramms (Fig. 67 oben) abzutragen, um die Lage der Ordinate 4 zu finden, welche der Kurbelstellung 4 zugehört. Die paarweise korrespondierenden Kurbelstellungen 4 und 20 usw. geben gleiche Kolbenstellungen. Für die umgekehrte Aufgabe, d. h. für die Aufsuchung von Kurbelwinkeln zu gegebenen Kolbenstellungen ist das Verfahren mit Distanzbogen weniger geeignet als das mit Bogenprojektion.

138. Für die Bestimmung der Drehkräfte kann man vorteilhaft auch das Verfahren von Brix mit exzentrischem Pol zur Bestimmung zusammengehöriger Kurbelstellungen und Kolbenwege benutzen, das für die Bestimmung der Drehkräfte bisher meines Wissens noch nicht vorgeschlagen ist. Die Richtung der Pleuelstange muß jedoch für jeden Punkt noch besonders festgestellt werden. Das kann wieder mit einem Kurbelgetriebe in kleinem Maßstab geschehen (Fig. 68). M ist der Mittelpunkt des Kurbelkreises, M' der Richtungspol, der Abstand MM' ist nach Anhang 8 Art. 10 gleich $^1/_2 \lambda R$ und ist von M aus bei links liegendem Kreuzkopf nach rechts abzutragen. $M\,4'$ parallel $M\,4$ usw. Man geht von 4′, 5′ usw. senkrecht herauf oder herab nach dem über oder unter dem horizontalen Durchmesser des Hauptkreises verzeichneten Triebdruckdiagramms. Man kann auch das kleine Kurbelgetriebe mit dem Mittelpunkt nach M′ verlegen und erhält dann die Punkte 4′, 5′ usw. unmittelbar, wenn man die Gleichteilung auf dem kleinen Kreis anbringt. Bei der nachherigen Abwicklung ist dann die Einteilung des kleinen Kreises evtl. in vergrößertem Maßstab maßgebend.

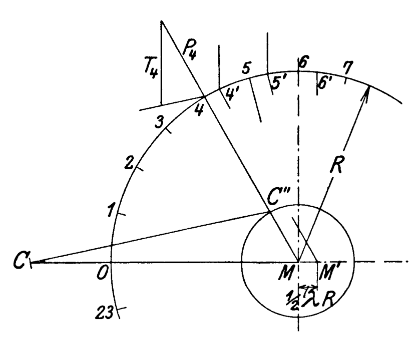


Fig. 68.

139. Bei überschläglicher Ermittlung des Drehkraftdiagramms läßt man die endliche Stangenlänge außer acht und projiziert bei nicht exzentrischem Pol die Kurbelpunkte geradlinig; in diesem Falle muß selbstverständlich auch die Massendrucklinie im Triebdruckdiagramm für unendliche Stangenlänge, d. h. geradlinig gezeichnet werden. Das Drehkraftdiagramm braucht dann auch bei beiderseits gleichem Indikator nur für eine halbe Umdrehung ermittelt zu werden.

140. Man trage nun, um die Arbeit der Drehkraft als Fläche zu erhalten, die Kräfte T senkrecht zu ihrer Wirkungsrichtung, als Funktion des Weges, d. h. des abgewickelten Kurbelkreises, auf.

Wenn der Kurbelweg im gleichen Maßstab wie der Kolbenweg dargestellt wird, d. h. wenn die Abwicklung des ganzen Kurbelkreises gleich πs gemacht wird (worin s die Darstellungsgröße des Hubes im Indikatordiagramm ist), so muß, wenn genau gezeichnet ist, die Fläche des Drehkraftdiagramms gleich der doppelten Fläche des Indikatordiagramms (Hin- und Rückgang) sein; denn es wurden bisher keine Verluste angenommen, und dementsprechend muß nach dem Gesetz von der Erhaltung der Arbeit an jeder Stelle des Getriebes die ursprüngliche Arbeit in Erscheinung treten. Der Vergleich der Fläche des aufgetragenen Drehkraftdiagramms mit dem Indikatordiagramm kann als eine Kontrolle dienen, ob genau gezeichnet ist oder ob irgendwelche Irrtümer begangen sind.

Die Fläche des Drehkraftdiagramms wird gleich 9350 mm² gefunden. Man kann das Drehkraftdiagramm auch kürzer zeichnen wie πs, was sich manchmal empfiehlt; dann ist die Fläche einfach im Verhältnis der Verkürzung kleiner als die des Indikatordiagramms. Es möge an der Originallänge des abgewickelten Kurbelkreises festgehalten werden und entsprechend dem in Art. 2 empfohlenen Diagrammaßstabe mit $s = 150$ mm das Drehkraftdiagramm $150\pi = 471{,}2$ mm lang gemacht werden. Die Fig. 69 ist wegen Platzmangels gekürzt und außerdem im ganzen verkleinert gezeichnet. Die Flächengrößeneinschriften beziehen sich auf die im Text vorausgesetzte Diagrammgröße.

Bei der Ausmessung hat man selbstverständlich die unterhalb der Nullinie fallenden Flächenteile negativ einzuführen.

141. Das gefundene Drehkraftdiagramm kann man, da es die Maschinenwiderstände noch nicht berücksichtigt, als indiziertes Drehkraftdiagramm bezeichnen.

Die Maschinenwiderstände werden meist mit den Nutzwiderständen zusammengefaßt und als Gegendrehkräfte gleichmäßig am Umfang wir-

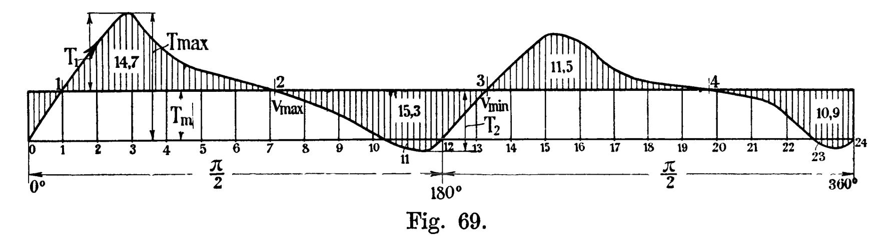


Fig. 69.

kend angenommen, obwohl das Widerstandsgesetz ein viel verwickelteres ist und genauer durch Verteilung der Widerstände auf den Kolbenweg und den Kurbelzapfenweg angenähert wird.

142. Um die überschießenden und unterschießenden Drehkräfte, welche das Schwungrad beschleunigen und verzögern, zu finden, muß man das Drehkraftdiagramm der Gegenkräfte aufstellen.

Auch die Gegendrehkräfte sind in sehr vielen Fällen periodisch mit dem Kurbeldrehwinkel veränderlich, z. B. wenn von einer gegen die Dampfmaschinenkurbel versetzten Arbeitskurbel ein Kompressor, eine Pumpe, ein Stanzwerk od. dgl. betrieben wird. In diesen Fällen ist die Gegendrehkraft ganz wie die treibende Drehkraft eine unmittelbare Funktion der Kurbelstellung und läßt sich aus dem Arbeitsdiagramm (Indikatordiagramm) der Arbeitsmaschine ganz entsprechend wie die treibende Drehkraft für die verschiedenen Kurbelstellungen ermitteln.

Verwickelter liegen die Verhältnisse, wenn die Gegendrehkräfte eine Funktion der Drehgeschwindigkeit sind, wie das in hohem Maße bei elektrischen Generatoren, welche auf elektromotorische Gegenkräfte arbeiten, der Fall ist. Ähnliche Verhältnisse liegen vor bei Pumpen, Kompressoren, Gebläsen, welche von Elektromotoren angetrieben werden (vgl. u. a. Tolle, Regelung der Kraftmaschinen, 3. Aufl. 1921, S. 175ff.).

Bei Riemen- und Seiltransmission treten periodisch veränderte Drehkräfte durch das Vor- und Nacheilen des Schwungrades gegen die gleichförmige Bewegung und die dadurch bedingten Veränderungen der Riemenspannung und Seildurchhänge ein.

143. Wenn gleichwohl die Gegendrehkraft, wenn sie am Umfange eines Rades wirkt, fast stets als konstant vorausgesetzt wird, so geschieht das einfach aus Bequemlichkeitsrücksichten, weil in den meisten Fällen die Feststellung der Veränderlichkeit der Gegendrehkräfte außerordentlich schwierig ist oder mangels der Kenntnis der genauen Bedingungen, unter welchen die Kraftabnahme stattfindet, überhaupt nicht möglich ist. Dessen sollte man sich aber stets bewußt bleiben und besonders in Lieferungsverträgen bei Vereinbarungen über den Ungleichförmigkeitsgrad stets hinzufügen: „konstante Gegendrehkraft vorausgesetzt". Sonst kann, wenn in einem Rechtsstreit eine experimentelle Nachprüfung des Ungleichförmigkeitsgrades stattfindet und dieser den Bedingungen wegen der Art der Gegendrehkräfte nicht entspricht, leicht zuungunsten des Dampfmaschinenlieferanten entschieden werden.

144. Bei gleichförmiger oder gleichförmig angenommener Gegendrehkraft hat man einfach eine Horizontale in der mittleren Diagrammhöhe zu ziehen. Die Diagrammfläche wurde gefunden gleich 9350 mm². Die Länge des Diagramms betrug 471,2 mm, die mittlere Höhe ist demgemäß 19,8 mm. Nach Eintragung der Gegenkraftlinie in dieser Höhe mißt man die über- und unterschießenden Arbeitsflächen aus und findet die in Fig. 69 in Quadratzentimetern eingeschriebenen Flächengrößen.

An den Schnittpunkten der Linie der treibenden Drehkräfte mit der Linie der Gegendrehkräfte treten die Maxima und Mimina der Geschwindigkeiten ein, und zwar in 2 und 4 Maxima und 1 und 3 Minima, denn in diesen Punkten sind treibende Drehkraft und Gegendrehkraft einander gleich, vorher überwiegt die treibende Drehkraft (vor Punkt 2 und 4 von links nach rechts gerechnet) oder die Gegendrehkraft (vor Punkt 1 und 3). So lange aber eine der beiden überwiegt, tritt Beschleunigung bzw. Verzögerung, d. h. Zunahme, Abnahme der Geschwindigkeit ein. Es ist eine irrige, nicht selten bei Anfängern zu findende Meinung, daß die höchste Geschwindigkeit an der höchsten Erhebung der Drehkraftkurve besteht.

145. Man übersieht sofort, daß die Unterschußfläche von 15,3 cm² die maßgebende ist. Da jedoch bei Mehrzylindermaschinen sich meist nicht sofort übersehen läßt, wo das höchste Maximum und niedrigste Minimum liegt, soll auch hier nach einem allgemein anwendbaren Verfahren vorgegangen werden. Man gehe (um negative Werte zu vermeiden) von einer beliebig angenommenen Anfangsfläche, z. B. von 10 cm² aus, beginne nach einem Minimum, z. B. nach Punkt 1 mit einer positiven Fläche (14,7 cm²) und addiere und subtrahiere die Überschuß- und Unterschußflächen wie bei einem Kontokorrent (s. nebenstehende Tabelle). Die Differenz zwischen dem größten und kleinsten jeweils unter dem Strich stehenden Wert (hier 24,7 und 9,4) ist ΔA.

1	10,0 14,7
2	24,7 15,3
3	9,4 11,5
4	20,9 10,9
1	10,0

Die maßgebenden Punkte folgen nicht immer unmittelbar aufeinander. Beim Zusammenwirken mehrerer Kurbelgetriebe an einer Welle kann es vorkommen, daß die Drehkraftlinie der treibenden Kräfte die Linie der Gegenkräfte gerade berührt. Dann behandelt man die zu beiden Seiten des Berührungspunktes liegenden Flächen entweder als zusammenhängendes Ganzes oder addiert oder subtrahiert zwischen ihnen Null und behandelt sie getrennt.

Die für die Schwungradberechnung maßgebende Fläche ist 24,7 — 9,4 = 15,3 cm² = 1530 mm². Es ist der Arbeitsmaßstab dieser Fläche zu bestimmen, d. h. es ist zu ermitteln, wieviel kgm durch einen mm² dargestellt werden.

Maßstab der Überschuß- und Unterschußflächen.

146. Für Maßstabsermittlungen möge an Stelle des Gleichheitzeichens das Zeichen $\dotplus$ eingeführt werden, welches bedeutet „stellt dar" oder „stellen dar" oder „wird dargestellt durch". Der Maßstab für die durch die Flächen dargestellte Arbeit wird gefunden durch Multiplikation des Kräftemaßstabes mit dem Wegmaßstabe.

Kräftemaßstab:

$12\ \text{mm} \dotplus 1\ \text{kg/cm}^2$, oder für eine Kolbenfläche von 1363 cm²

$12\ \text{mm} \dotplus 1363\ \text{kg};$

$$1\ \text{mm} \dotplus \frac{1363}{12} = 113{,}6\ \text{kg}.$$

Wegmaßstab:

$$471{,}2\ \text{mm} \dotplus 0{,}6 \cdot \pi = 1{,}885\ \text{m};$$

$$1\ \text{mm} \dotplus \frac{1{,}885}{471{,}2} = 0{,}00400\ \text{m}.$$

Arbeitsmaßstab:

$$1\ \text{mm}^2 \dotplus 113{,}6 \cdot 0{,}00400 = 0{,}4544\ \text{kgm};$$

$$1530\ \text{mm}^2 \dotplus 1530 \cdot 0{,}4544 = \mathbf{695\ kgm}.$$

Einschaltung über Maßstäbe und Diagrammreduktionen bei mehreren verschieden großen Zylindern.

147. Wenn die Drehkräfte mehrerer Triebwerke zusammenzusetzen sind, muß natürlich der Maßstab der Einzelkräfte der gleiche sein, und man hat daher zweckmäßiger die Drehkräfte oder schon die Indikatordiagramme auf eine bestimmte Kolbenfläche (bei verschieden großem Hub allgemeiner auf ein bestimmtes Hubvolumen) zu reduzieren.

Beispiel. Verbundmaschine, Kolbenfläche des HDZ = 832 cm², des NDZ = 2210 cm². Hub = 0,5 m. Zu untersuchen sei der Ungleichförmigkeitsgrad nach aufgenommenen Indikatordiagrammen mit folgenden Federmaßstäben: HDZ: $1\ \text{kg/cm}^2 \dotplus 4{,}07$ mm; NDZ: $1\ \text{kg/cm}^2 \dotplus 10{,}02$ mm. Das Hochdruckdiagramm möge im Höhenmaßstab unverändert für die Auftragung der Drehkräfte benutzt werden.

Kräftemaßstab:

Indikator- und Drehkraftdiagramm

$4{,}07\ \text{mm} \dotplus 1\ \text{kg/cm}^2 = 832\ \text{kg}$,

$$1\ \text{mm} \dotplus \frac{832}{4{,}07} = 204\ \text{kg}.$$

Wegmaßstab:

Länge des Indikatordiagramms gleichgültig; gewählte Länge des Drehkraftdiagramms

200 mm für 360°,

$200\ \text{mm} \dotplus 0{,}5\,\pi\ \text{m}$,

$$1\ \text{mm} \dotplus \frac{0{,}5\,\pi}{200} = 0{,}00785\ \text{m}.$$

Arbeitsmaßstab:

$$1\ \text{mm}^2 \dotplus 204 \cdot 0{,}00785 = 1{,}60\ \text{kgm}.$$

Die Reduktion des Niederdruckdiagramms auf gleichen Maßstab der Kolbenkräfte wird wie folgt gefunden:

Im Originaldiagramm werden 2210 kg dargestellt durch 10,02 mm, die Darstellungsgröße dieser Kraft muß aber, damit sie mit der

des als Grundlage gewählten HDZ-Diagramms übereinstimmt, sein $= 2210/204 = 10{,}84$, also ist das NDZ-Diagramm in der Höhe im Vernis $10{,}84/10{,}02$ zu vergrößern.

Bei entworfenen Verbunddiagrammen wird der Atmosphärenmaßstab für den HDZ und NDZ in der Regel gleich groß gewählt. Wenn man dann das HDZ-Diagramm direkt benutzt, ist das NDZ-Diagramm in der Höhe im Verhältnis der Kolbenflächen (allgemeiner der Hubräume) zu vergrößern. Die Längenreduktion findet durch die Annahme gleicher Längen für 360° von selbst statt.

148. Das vorstehend Gesagte gilt nicht nur für Verbundmaschinen, sondern allgemein, wenn mehr als ein Zylinder an einer Welle arbeiten, also auch für Pumpenzylinder, Gebläsezylinder, Kompressorzylinder in Verbindung mit Dampfzylindern, Gaszylindern usw.

149. Genau genommen müßten die Reduktionen entworfener oder aufgenommener Indikatordiagramme nicht nur beim Zusammenarbeiten von Zylindern verschiedenen Durchmessers, sondern auch schon bei einem einzigen Zylinder mit einseitig durchgeführten oder zweiseitig in verschiedener Stärke durchgeführten Kolbenstange vorgenommen werden; doch pflegt man, abgesehen von ganz abnormalen Fällen, mit einer mittleren Kolbenfläche für Kurbel und Deckelseite auch hier (vgl. Art. 29) zu rechnen.

Fortsetzung des Haupttextes, anschließend an Art. **146**.

150. Man kann die Maßstabsbestimmung auch umgehen, indem man das Verhältnis der überschießenden Arbeit ΔA zur Arbeit $2\,s F p_i$ einer Umdrehung oder das Verhältnis der sie darstellenden Flächen einführt. Bezeichnet man dieses Verhältnis mit a, so ist

$$\Delta A = a\,2\,s F p_i \tag{1}$$

Aus $N_i = \dfrac{2\,n s F p_i}{60 \cdot 75}$ folgt $2\,s F p_i = \dfrac{N_i}{n}\,60 \cdot 75$, also ist

$$\Delta A = a\,4500\,\frac{N_i}{n} \tag{2}$$

Die die überschießende Arbeit darstellende Fläche wurde gefunden gleich 1530 mm², die Fläche des gesamten Drehkraftdiagramms nach Art. 140 gleich 9350 mm²; a ist also gleich $1530/9350 = 0{,}1636$; damit wird

$$\Delta A = 0{,}1636 \cdot 4500\,\frac{122{,}2}{130} = 695 \text{ kgm}.$$

Die Gleichung (2) gilt auch für Verbundmaschinen, wenn man für p_i und F einführt p_{red} und F_n (vgl. Anhang 1 u. 17). Für andere Mehrzylindermaschinen, deren Zylinder parallel durchflossen werden, ferner für einfach wirkende Maschinen, für Viertaktverbrennungskraftmaschinen ist der Zahlenfaktor 4500 entsprechend zu ändern.

Überschlägliche Berechnung von ΔA.

151. Wenn auch auf die überschießende oder unterschießende Arbeit sehr viele Größen einwirken, so ist doch das Verhältnis derselben zur Arbeit einer Umdrehung bei ein und derselben Maschinengattung auch für verschiedene Bedingungen, wenigstens bei Einkurbelmaschinen, kein allzu ungleiches, so daß es möglich ist, ein mittleres Verhältnis anzugeben,

mit welchem die Arbeit einer Umdrehung multipliziert werden kann, um ΔA zu erhalten.

Das Verhältnis der Überschußarbeit ΔA zur Arbeit einer ganzen Umdrehung wurde oben ermittelt gleich 0,1636. Dieses Verhältnis, das wieder mit a bezeichnet werde, kann im Mittel gesetzt werden für

Einzylindermaschinen mit Auspuff	$a = 0{,}14 \div 0{,}16$
„ „ Kondensation	$a = 0{,}15 \div 0{,}17$
Einkurbelverbundmaschinen (Tandem)	$a = 0{,}13 \div 0{,}16$
Zwillingsmaschinen, 90° Kurbelversatz	$a = 0{,}05 \div 0{,}07$
Zweikurbelverbundmaschinen mit 90° bis 110° Kurbelversatz, Niederdruckkurbel vorangehend	$a = 0{,}08 \div 0{,}11$

Bei Zweikurbelverbundmaschinen ist a unsicher und überschreitet bei nicht normaler Leistung und unveränderter Füllung des Niederdruckzylinders die für normale Leistung angegebenen Werte von a beträchtlich und erreicht bei ungünstigen Verhältnissen 0,13 und mehr.

Für den Fall, daß Einzylindermaschinen und Zwillingsmaschinen mit hohen Anfangsdrucken arbeiten, denen auch entsprechend kleine normale Füllungen zugehören, gelten die obigen Werte von a nur für den Fall, daß die Drehzahl der Größe der hin und her gehenden Massen in der Weise angepaßt ist, daß ein möglichst gleichmäßiges Triebdruckdiagramm erreicht wird.

152. Über die überschlägliche Berechnung von ΔA ohne Verzeichnung des Drehkraftdiagramms vgl. ferner K. Mayer, Zeitschr. d. V. d. I. 1889, S. 113. Tolle, Regelung der Kraftmaschinen, 2. Aufl., S. 87—90. 3. Aufl. S. 88—91. Hütte, 22 u. 23. Aufl., Teil I, S. 947. Die dort gebrachten Tabellenwerte c sind durch 44 100 zu dividieren, um die der Größe a entsprechenden Werte zu erhalten. Die Tabellen sind ausführlicher als die obige Aufstellung der Werte a, indem sie für Nichtverbundmaschinen verschiedene Füllungen und Massenwirkungen berücksichtigen. Die Unterschiede verschwinden jedoch bei der erwähnten Anpassungsweise mehr oder weniger.

Berechnung der erforderlichen Schwungradenergie für einen gegebenen Ungleichförmigkeitsgrad.

153. Die im Artikel gefundene Arbeit von 695 kgm muß vom Schwungrad innerhalb der zugelassenen Geschwindigkeitsschwankungen aufgenommen und abgegeben werden. Als Maß für die zugelassene Geschwindigkeitsschwankungen dient der sog. Ungleichförmigkeitsgrad. Er wird mit δ bezeichnet und wird definiert durch die Gleichung

$$\delta \equiv \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_m} \qquad (1)$$

worin ω_2 die größte, ω_1 die kleinste Winkelgeschwindigkeit des Schwungrades innerhalb einer Periode, bei Dampfmaschinen innerhalb einer Umdrehung ist. ω_m ist der algebraische Mittelwert zwischen der größten und kleinsten Geschwindigkeit der „Grenzmittelwert“, d. h. es ist

$$\omega_m \equiv \frac{\omega_2 + \omega_1}{2} \qquad (2)$$

Die Indizes von ω stehen nicht in Beziehung zu den Punktbezeichnungen der Fig. 69.

154. Ein andersartiger Mittelwert von ω ist

$$\omega'_m = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} \tag{3}$$

Er darf dem Mittelwert Gleichung (2) nur gleichgesetzt werden, wenn die Geschwindigkeitsschwankungen verhältnismäßig klein sind. Bei den in der nachstehenden Aufstellung gegebenen Werten von δ ist die Gleichsetzung praktisch durchaus zulässig. Bei großen Geschwindigkeitsschwankungen, insbesondere bei Stillstandsuntersuchungen von Akkumulatorpreßpumpen oder von Bessemergebläsen u. dgl. ist die Gleichsetzung unzulässig; daher gilt in diesen Fällen auch nicht die nachstehende Beziehung zwischen Ungleichförmigkeitsgrad, mittlerer Energie und Arbeitsüberschuß, ganz abgesehen davon, daß auch die (konstante Winkelgeschwindigkeit voraussetzende) Beschleunigungslinie für die hin und her gehende Massen hier nicht einmal roh annähernde Gültigkeit hat.

155. Zwischen Arbeitsüberschuß, Ungleichförmigkeitsgrad und mittlerer Schwungradenergie besteht eine außerordentlich einfache Beziehung, die wegen ihrer großen Wichtigkeit hier noch einmal entwickelt werde:

Die größte lebendige Kraft E_2 hat das Schwungrad bei der größten Winkelgeschwindigkeit ω_2, die kleinste lebendige Kraft E_1 hat es bei der kleinsten Winkelgeschwindigkeit ω_1. Es ist

$$E_2 = J\frac{\omega_2^2}{2}, \qquad E_1 = J\frac{\omega_1^2}{2},$$

worin J das Trägheitsmoment des Schwungrades ist. Der Unterschied $E_2 - E_1$ ist gleich der Arbeit der überschießenden Drehkräfte. Es ist

$$\Delta A = E_2 - E_1$$

oder

$$\Delta A = J\tfrac{1}{2}(\omega_2^2 - \omega_1^2)$$

$$(\omega_2^2 - \omega_1^2) = (\omega_2 + \omega_1)(\omega_2 - \omega_1) = 2\frac{\omega_2 + \omega_1}{2}(\omega_2 - \omega_1) = 2\omega_m(\omega_2 - \omega_1)$$

$= \omega_m^2\, 2\dfrac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_m}$, der Bruch ist gleich δ, und es wird

$$\Delta A = J\frac{\omega_m^2}{2}\, 2\,\delta \tag{4}$$

(Meist wird die Gleichung in der Form geschrieben $\Delta A = J\omega^2\delta$ oder auch $\Delta A = Mv^2\delta$, worin M die auf den Schwerkreisradius des Kranzquerschnittes reduzierten Masse G_s/g ist, vgl. Anhang 9; es ist jedoch besser, die 2 nicht fortzuheben.)

$J\dfrac{\omega_m^2}{2}$ ist die lebendige Kraft des Schwungrades bei der mittleren Winkelgeschwindigkeit ω_m, sie werde mit E_m bezeichnet. Es ist also

$$\boldsymbol{\Delta A = E_m\, 2\,\delta} \tag{5}$$

156. Wenn, wie hier, ΔA ermittelt ist und δ vorgeschrieben oder nach gewissen Rücksichten gewählt ist, ist E_m die zur Erfüllung der Bedingungen

erforderliche lebendige Kraft des Schwungrades bei der mittleren Winkelgeschwindigkeit. Es ist

$$E_m = \frac{\Delta A}{2\delta} \quad \text{oder} \quad E_m = \Delta A \frac{i}{2} \qquad (6 \text{ u. } 7)$$

wenn man mit i den reziproken Wert (Kehrbruchwert) von δ bezeichnet. Die Einführung ist für die Rechnung und die Schreibung der Gleichungen im allgemeinen bequemer als die Einsetzung von δ. Man könnte i als Gleichförmigkeitsgrad bezeichnen, was indes wenig gebräuchlich ist.

157. Die Anforderungen an die Gleichförmigkeit des Ganges einer Kolbenkraftmaschine sind für verschiedene von ihr angetriebene Arbeitsmaschinen verschieden groß. Die üblichen Anforderungen sind in der nachstehenden Aufstellung enthalten. Es werde gesetzt für den Antrieb von:

	δ	i
Pumpen	$\frac{1}{20}$ bis $\frac{1}{30}$	20 bis 30
Werkstättentriebwerke	$\frac{1}{35}$ bis $\frac{1}{40}$	35 bis 40
Webstühle und Papiermaschinen	$\frac{1}{40}$	40
Mahlmühle	$\frac{1}{50}$	50
Spinnmaschine für niedrige Garnnummern	$\frac{1}{60}$	60
„ „ hohe „	$\frac{1}{100}$	100
Gleichstromdynamomaschinen für Luftbetrieb (wenn keine Akkumulatorenbatterie vorhanden ist)	$\frac{1}{150}$	150
Wechselstrom- (Drehstrom-) Generatoren	$\frac{1}{300}$	300

158. Die Berechtigung dieser seit etwa einem halben Jahrhundert in fast allen Taschenbüchern und Lehrbüchern ziemlich gleichmäßig enthaltenen Werte ist zum Teil recht fragwürdig. Unter $i = 50$ sollte man, abgesehen von Pumpen, überhaupt nicht heruntergehen.

Bei Wechselstrommaschinen sind es hauptsächlich die Rücksichten auf den Parallelbetrieb mehrerer Wechselstrommaschinen, die eine hohe Gleichförmigkeit verlangt. Diese sollte aber mehr durch die Gleichförmigkeit der Drehkräfte, also durch geeignete Bauart der Kraftmaschine, als durch schwere Schwungräder erreicht werden (Gefahr der Resonanzschwingungen). Bei Gleichstromdynamos mit Akkumulatorenbatterie kann i kleiner sein. Allgemein dürfte wohl bei Lichtstromdynamos der Gleichförmigkeitsgrad i kleiner sein, wenn sich die Arbeitsüberschüsse und -unterschüsse schnell folgen, weil dann der Glühfaden des Leuchtkörpers weniger Zeit hat, sich abzukühlen.

159. Vielfach sind bei Bemessung der Schwungräder die Rücksichten auf äußere Belastungsschwankungen maßgebend gewesen, was aus den Ausführungen nicht erkennbar ist. Die Rückwärtsberechnung des Ungleichförmigkeitsgrades aus den Maßen des ausgeführten Schwungrades und der ausgeführten Maschine haben dann besonders bei Verbundmaschinen zu Regeln geführt, die für die Einkurbelverbundmaschine und die Zweikurbelverbundmaschine mit um 180° versetzten Kurbeln zu weitgehende Forderungen im Vergleich zur Zweikurbelmaschine mit um 90° versetzter Kurbeln führten und erstere hinsichtlich der baulichen Aufwendung zu ungünstig stellten (vgl. hierüber auch Führer des Maschininsten S. 816 einschließlich Fußnote und S. 1251 und 1252 Art. 17). Immerhin wird die obige Aufstellung für die Anforderungen bei mittleren Verhältnissen einen Anhalt für die Festsetzung von δ bzw. i geben.

Im vorliegenden Falle mögen die von der Maschine angetriebenen Arbeitsmaschinen einen Gleichförmigkeitsgrad $i = 120$ verlangen. Damit wird die erforderliche lebendige Kraft nach Gleichung (7)

$$E_m = 695 \frac{120}{2} = 41\,700 \text{ kgm}.$$

160. Die Berechnung auf äußere, unregelmäßige Belastungsstöße hatte (Art. 127) mit der Forderung $2 \geqq 8$ eine lebendige Kraft $E \geqq 34000$ kgm ergeben. In diesem Falle erfordert also der Gleichförmigkeitsgrad $i = 120$ eine größere lebendige Kraft und ist maßgebend. Bei einer Zweikurbelmaschine mit 90° Kurbelversatz hätten jedoch bei gleichen Anforderungen nach beiden Richtungen leicht die Außenschwankungen mit 34000 kgm erforderlicher Schwungradwucht maßgebend werden können, weil die Überschuß- oder Unterschußarbeit ΔA bei solchen Maschinen kleiner wird als bei Einkurbelmaschinen oder Zweikurbelmaschinen mit 180° Kurbelversatz.

Der Ungleichförmigkeitsgrad wäre bei Ausführung eines Schwungrades mit einer lebendigen Kraft von 34000 kgm im Verhältnis der obigen Zahlen größer, i im Verhältnis kleiner geworden, nämlich $i = 97{,}8$.

161. Die vorstehende Berechnungsweise der für einen gegebenen Ungleichförmigkeitsgrad erforderlichen Schwungradenergie ist die fast allgemein übliche. Sie enthält aber eine mathematisch nicht ganz einwandfreie Voraussetzung. Sie benutzt nämlich bei Bestimmung des Drehkraftdiagramms die Beschleunigungsparabel, die unter Voraussetzung von $\omega = \text{const.}$ entstanden ist (Anhang 8) und bestimmt dann damit gleichwohl die Ungleichseiten von ω. Nun ist freilich bei den gebräuchlichen kleinen Ungleichförmigkeitsgraden der Einfluß der hin und her gehenden Massen ein sekundärer und die geringen Schwankungen von ω drücken ihn noch weiter herab. Aber für gewisse Aufgaben ist doch das korrekte Verfahren, welches auch bei den hin und her gehenden Massen allein von den Kräften und nicht von Voraussetzungen über die Art der Bewegung ausgeht, vorzuziehen. Durch das graphische Verfahren von Wittenbauer mit reduzierten Massen ist die sonst nicht einfache Aufgabe einer für den Ingenieur geeigneten Lösung entgegengeführt. Das Verfahren ist von Tolle weiter ausgebaut und in lehrhafter Form dargestellt in seinem Werk: Regelung der Kraftmaschinen, 3. Aufl., Berlin 1921, S. 97 bis 148. Auch in der zweiten Auflage an gleicher Stelle.

Bemessung des Schwungrades für eine gegebene lebendige Kraft.

162. Die nachstehenden Entwicklungen und Erörterungen gelten nicht nur für Schwungräder, welche auf einen bestimmten Ungleichförmigkeitsgrad für die regelmäßigen Schwankungen der Drehkräfte der bezüglichen Kolbenkraftmaschine berechnet werden sollen, sondern für Schwungräder jeder Art und jeder Aufgabe (also z. B. auch für Werkzeugmaschinen), wenn die lebendige Kraft, die das Schwungrad bei einer gegebenen Drehzahl besitzen soll, gegeben ist oder nach irgendwelchen besonderen Anforderungen vorweg berechnet ist. Wie die erforderliche lebendige Kraft

zur Erreichung einer bestimmten Gleichförmigkeit zu bestimmen ist, ist im voraufgegangenen gezeigt[1]).

163. Aus der erforderlichen lebendigen Kraft E_m bei der mittleren Winkelgeschwindigkeit ω_m (die jetzt beide kurz mit E und ω bezeichnet werden mögen) ergibt sich das erforderliche Trägheitsmoment mit Hilfe der Gleichung

$$J \frac{\omega^2}{2} = E . \tag{8}$$

Führt man für ω, wie das oben schon für Geschwindigkeitsschwankungen in engen Grenzen als zulässig bezeichnet wurde, den Wert $\frac{1}{30} \pi n$ ein, so wird

$$J = 2 \left(\frac{30}{\pi n}\right)^2 E \quad \text{oder} \quad \boldsymbol{J = \frac{1800}{\pi^2} \frac{E}{n^2}} . \tag{9}$$

164. Vielfach bezieht man sich bei der Größenbestimmung des Schwungrades auf das sog. **Schwungmoment** GD_t^2. Es steht zum Trägheitsmoment, indem D_t den Trägheitsdurchmesser, $\frac{1}{2} D_t$ also den Trägheitsradius bezeichnet, in folgender Beziehung

$$G D_t^2 = 4 g J , \tag{10}$$

denn es ist

$$M \left(\frac{D_t}{2}\right)^2 = J \quad \text{oder} \quad \frac{G}{g} \left(\frac{D_t}{2}\right)^2 = J$$

entsprechend der Definition des Trägheitsradius.

Führt man für J den Wert aus Gleichung (9) ein und setzt näherungsweise $\frac{g}{\pi^2} = 1$, so gelangt man zu einer unmittelbaren Beziehung zwischen G und E lautend:

$$G D_t^2 = 7200 \frac{E}{n^2} . \tag{11}$$

165. Wie im Anhang 9 erläutert ist, bezieht man sich beim Entwurf zweckmäßig auf das Gewicht des Kranzes, das dort mit G_1 bezeichnet ist und auf den Durchmesser D des Schwerpunktkreises des Kranzes und hat analog der Gleichung

$$G_1 D^2 = 4 \varphi g J , \tag{12}$$

worin φ entsprechend dem Anhang 9 zwischen 0,89 und 0,94 liegt. Mit Einsetzung von J aus Gleichung (9) und mit $\frac{g}{\pi^2} = 1$ entsprechend wie oben

$$\boldsymbol{G_1 D^2 = 7200 \varphi \frac{E}{n^2}} \tag{13}$$

---

[1]) In der Literatur sind die Ergebnisse der vorstehenden Entwicklung mit denen der nachfolgenden meist zusammengezogen. Diese Zusammenziehung kommt in der bekannten Formel $\Delta A = M v^2 \delta$ besonders zum Ausdruck. Die im vorliegenden Werk bevorzugte Trennung in Bestimmung der lebendigen Kraft nach besonderen Anforderungen und Bemessung des Schwungrades zur Erreichung der geforderten lebendigen Kraft scheint jedoch wegen der Allgemeingültigkeit der letzteren Aufgabe das Richtigere. Die Rechnungen damit sind kaum umständlicher, da gewisse gewonnene Zwischenwerte im anderen Falle kaum entbehrt werden können und doch noch besonders berechnet werden müssen.

166. Bezieht man sich auf die Geschwindigkeit des Schwerpunktkreises und denkt sich auf ihm die Massen reduziert, was entsprechend dem Anhang 9 der Einführung des Faktors φ gleichkommt, so ergibt sich unmittelbar

$$\frac{1}{\varphi}\frac{G_1}{g}\frac{v^2}{2} = E \qquad \text{oder nach } G_1 \text{ aufgelöst} \qquad \boldsymbol{G_1 = \varphi \frac{2g}{v^2} E} \tag{14}$$

Zu derselben Gleichung gelangt man, wenn man in Gleichung (13) (unter Beseitigung der Näherung $\frac{g}{\pi^2} = 1$) v^2 einführt und es durch $(Dn)^2$ ausdrückt.

Die Gleichung (13) ist bequemer für die Rechnung als die durchsichtigere Gleichung (14), besonders wenn man G_1 vergleichsweise für verschiedene Durchmesser berechnen will.

In der Literatur ist bei Angaben über das Schwungmoment meist unterlassen, anzugeben, ob mit D der Trägheitsdurchmesser oder der Schwerkreisdurchmesser des Kranzes gemeint ist.

Wahl des Raddurchmessers.

167. Wenn ein Schwungrad für ein bestimmtes Trägheitsmoment oder ein bestimmtes Schwungmoment entworfen werden soll, so bestehen für den Entwurf natürlich unendlich viele Möglichkeiten; es gibt unendlich viele, sehr ungleich gestaltete Schwungräder, welche alle dasselbe Trägheitsmoment haben. Es wird darauf ankommen, die Abmessungsverhältnisse zweckmäßig zu wählen. Den größten Einfluß auf die Maßverhältnisse von Kranz und Armstern sowohl wie auf das Gewicht des Rades hat der Durchmesser des Rades.

168. Für die Wahl des Raddurchmessers kommen die verschiedensten Rücksichten in Frage; zunächst ist der Durchmesser begrenzt durch die zulässig höchste Geschwindigkeit (man überschreitet bei Gußeisen nicht gern 35 m).

Wenn auch das Rad um so leichter wird, je größer sein Durchmesser gewählt wird, so gibt es doch eine Grenze, bei welcher der Preis nicht mehr abnimmt, weil die Modellkosten für den großen Armstern zu groß werden, auch der an der Schwungwirkung nur wenig beteiligte Radstern relativ um so schwerer wird, je größer der Raddurchmesser gewählt wird (vgl. die Aufstellung im Anhang 9). Bei Riemen und Seilschwungrädern ist für den Durchmesser in der Regel die Forderung einer bestimmten Riemen- oder Seilgeschwindigkeit maßgebend.

Die vielfach zu findende Regel, daß man den Durchmesser des Rades gleich dem 10fachen des Kurbelradius macht, ist nicht allgemein verwertbar und führt oft zu unzweckmäßigen Maßverhältnissen.

169. Wenn E und n festliegen, wie es meist der Fall ist, kann für reine Massenschwungräder folgende, vom Verfasser aufgestellte Formel benutzt werden:

$$D = 1{,}054 \sqrt[5]{\varphi\beta} \sqrt[5]{\frac{E}{n^2}} \qquad \text{oder} \qquad D = \varepsilon \sqrt[5]{\frac{E}{n^2}}, \tag{15}$$

worin φ und β die im Anhang 9 angegebene Bedeutung und Größe haben. ε liegt für die in der Tabelle des Anhanges enthaltenen Grenzen von β roh gerundet bei Dampfmaschinen zwischen 1,9 und 2,2, für Gasmaschinen

zwischen 2,2 und 2,3. $D = 2\,S$ ist der Durchmesser des Schwerpunktkreises in Metern, n die minutliche Drehzahl. Die Formel ergibt mit einem bestimmten ε geometrisch ähnliche Räder für verschiedene Leistungen.

Für die überschlägliche Wahl des Raddurchmessers kann hiermit die nachstehende Tabelle dienen:

$\frac{D}{\varepsilon} =$	2,0	1,75	1,5	1,25	1	0,8	0,6	0,5	0,4
$\frac{E}{n^2} =$	32	16,4	7,59	3,05	1	0,328	0,0777	0,0313	0,0125

nachdem man $\frac{E}{n^2}$ berechnet hat, kann man $\frac{D}{\varepsilon}$ zwischen den glatten Werten der ersten Reihe schätzungsweise interpolieren. Für $\varepsilon = 2$ gibt die erste Reihe die Radien der Räder.

170. Wenn die Maschine der vorliegenden Aufgabe mit einem reinen Massenschwungrad versehen werden soll und die Weiterleitung der Kräfte durch eine Wellenkupplung erfolgen soll, möge ε vorläufig gleich 2,0 gesetzt werden; mit $E = 41700$ und $n = 130$ wird dann

$$\frac{E}{n^2} = 2{,}468; \qquad \sqrt[5]{2{,}468} = 1{,}198; \qquad D = 2{,}0 \cdot 1{,}198 = 2{,}396 \text{ m}.$$

Die Umfangsgeschwindigkeit des Schwerpunktkreises wird mit diesem Durchmesser bei 130 Umdr. pro Minute gleich $\frac{1}{60}\, 130\, \pi\, 2369 = 16{,}1$ m; das ist etwas wenig. D möge daher etwas größer, gleich 2,6 m gewählt werden, womit die Geschwindigkeit auf 17,7 m/sec steigt. ε wird damit gleich $\frac{2{,}6}{1{,}198} = 2{,}17$. Auf Grund der Tabelle im Anhang 8 wird hiernach geschätzt $\varphi = 0{,}925$ und $\mu = 1{,}45$. Damit wird nach Gleichung

$$G_1 = \frac{7200}{2{,}6^2} \cdot 0{,}925 \cdot 2{,}468 = 2432{,}5 \text{ kg} \tag{13}$$

$$G = 1{,}45 \cdot 2432{,}5 = 3527 \text{ kg}.$$

Berechnung des Kranzquerschnittes und Wahl der Querschnittsform.

171. Aus $D = 2{,}6$ und $G_1 = 2432{,}5$ kann, da D den Durchmesser des Schwerpunktkreises des Kranzquerschnittes bedeutet, mit Hilfe der Guldinschen Regel die Größe des Kranzquerschnittes bestimmt werden; nach derselben ist

$$F\,\pi\,D = V_1 \text{ oder mit } \gamma \text{ multipliziert } F\,\pi\,D\,\gamma = G_1;$$

$$F = \frac{G_1}{\pi\,D\,\gamma}; \tag{16}$$

wenn F in Quadratmetern, D in Metern eingeführt wird, ist γ in Kilogramm pro Kubikmeter zu setzen; wenn F in Quadratzentimetern, D in Metern eingeführt wird, was im allgemeinen bequemer ist, so ist γ in Kilogramm pro $100\,\text{cm}^3$ zu setzen. Das pez. Gewicht des Gußeisens ist je nach der Zusammensetzung verschieden und liegt zwischen 7,2 und 7,4, im Mittel bei 7,25, wenn das Eisen keine Hohlräume enthält. Da jedoch kompakte Gußstücke, wie es Schwungräder sind, leicht kleine Hohrläume in Blasenform enthalten, rechne man etwa mit 7,0. Bei den oben angenommenen Maßeinheiten ist $\gamma = 7000$ bzw. $= 0{,}70$ zu setzen.

Mit dem Gewicht $G_1 = 2432{,}5$ und dem Durchmesser $D = 2{,}6$ ergibt sich die Größe des Kranzquerschnittes nach Gleichung (16)

$$F = \frac{2432{,}5}{\pi \cdot 2{,}6 \cdot 0{,}70} = 425{,}4 \text{ cm}^2.$$

172. Einem reinen Massenschwungrad, d. h. einem Schwungrad, welches nicht gleichzeitig als Treibrad dienen soll, kann man etwa die Kranzquerschnittsform und Querschnittsmaße Fig. 70 geben, welche die errechnete Querschnittsfläche ergeben. Der Schaltzahnkranz außen ist dabei mit dem halben Querschnitt in Rechnung gestellt (Lücke gleich Zahn angenommen).

Es muß alsdann die Lage des Schwerpunktes dieses Querschnittes bestimmt werden, was rechnerisch oder graphisch geschehen kann, rechnerisch mittels der Gleichung

$$x_0 = \frac{\Sigma f x}{\Sigma f},$$

in welcher die x auf eine beliebige auf der Symmetrieebene senkrecht stehende Gerade, z. B. auf AB, zu beziehen sind (Fig. 71).

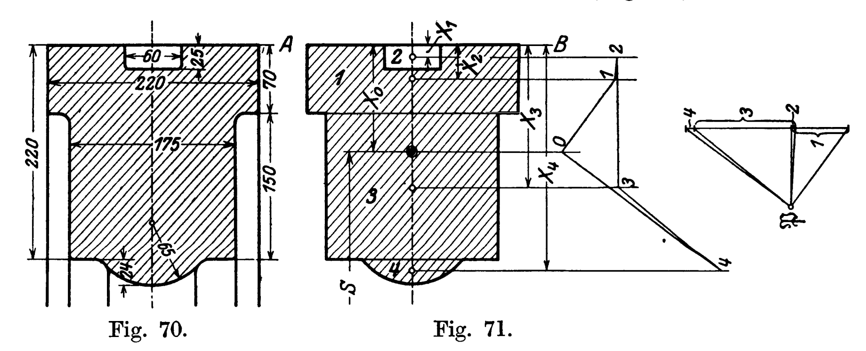


Fig. 70. Fig. 71.

Im vorliegenden Falle rechnet man am besten das äußere Rechteck voll und zieht das halbe Rechteck des Schaltkranzes ab:

$$x_0 = \frac{f_1 x_1 - {}^1\!/_2 f_2 x_2 + f_3 x_3 + f_4 x_4}{f_1 - {}^1\!/_2 f_2 + f_3 + f_4};$$

x_0 wird gefunden gleich 110,8 mm $= 0{,}1108$ m und damit der Außendurchmesser des Schwungrades $D_a = 2{,}6 + 2 \cdot x_0 = 2{,}8216$ m.

Graphisch ist die Ermittlung des Schwerpunktes in Fig. 71 rechts durchgeführt. Dabei ist ebenfalls das volle äußere Rechteck eingeführt und der Abzug des halben Schaltzahnkranzquerschnittes durch eine entgegengesetzt gerichtete Kraft bewirkt.

Wenn man den äußeren Durchmesser auf ein volles Maß abrundet, so tritt eine Veränderung des Durchmessers des Schwerpunktkreises ein, die man durch erneute Berechnung von G_1 mit dem veränderten Durchmesser und durch eine kleine Querschnittskorrektion berücksichtigen kann.

173. Etwas umständlicher, aber grundsätzlich gleichartig ist die Schwerpunktsbestimmung bei Seilschwungrädern. Es möge vorerst, ohne Forderung einer bestimmten Seilgeschwindigkeit, der Schwerkreisdurchmesser ebenso groß angenommen werden wie vorher, nämlich gleich 2,6 m,

damit sich bei mäßigem Gesamtgewicht des Rades die Gewichte angemessen auf Kranz und Armstern verteilen. Es möge ferner unter Annahme eines Seildurchmessers von 50 mm die in Fig. 78 S. 82 dargestellte Querschnittsform gewählt werden.

Für die Bemessung der Seilrillen kann die nachstehende, dem Führer des Maschinisten S. 829 entlehnte Tabelle dienen; durch das Maß b ist darin nicht die Seilmitte festgelegt. Der Abstand des äußeren Randes vom Schwerpunkt (in Fig. 79 mit c_0 bezeichnet) wird gleich 114 mm und der Abstand der Seilmitten von der Schwerpunktlinie unter Annahme, daß sich die Seile etwas in die Keilrillen eindrücken, gleich 65 mm. Die Seilgeschwindigkeit wird dabei gleich $\frac{130}{60}\pi\,(2{,}6 + 2 \cdot 0{,}065) = 18{,}6$ m/sec.

Seildicke d . . .	25	30	35	40	45	50	55
„ a . . .	40	46	52	58	65	72	80
„ b . . .	18	20	22	25	28	30	32
„ h . . .	51	60	68	77	86	95	105
„ e . . .	8	9	9	10	12	12	12
„ f . . .	10	11	11	13	13	14	15
„ g . . .	12	14	16	18	20	22	24
„ $k \geqq$ . .	12	14	16	17	18	20	22

Das Maß k richtet sich nach dem erforderlichen Gewicht des Schwungrades.

174. Bei einer Seilgeschwindigkeit von 18,6 m ist die bei normaler Leistung zu übertragende mittlere Umfangskraft $U = \frac{N \cdot 75}{v_t} = \frac{110 \cdot 75}{18{,}6}$ $= 444$ kg, bei maximaler Leistung von 160 PS_e ist $U = 646$ kg. Wenn pro Quadratzentimeter 6 bis 8 kg übertragen werden können, so ergibt sich mit Seilen von 50 mm Durchmesser bei 7 kg/cm² eine übertragbare Kraft von 137 kg pro Seil. Es werden also für 646 kg 4,71, voll gerechnet 5 Seile erforderlich; ein sechstes werde als Reserve zugegeben, damit nicht sogleich Kürzen und Neuspleißen notwendig wird, wenn sich einige Seile gestreckt haben und schlaff geworden sind.

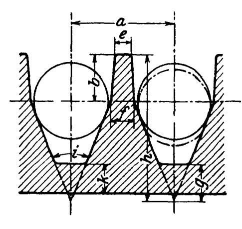


Fig. 72.

175. Wenn eine bestimmte Seilgeschwindigkeit vorgeschrieben oder durch die Antriebsbedingungen der Transmission gegeben gewesen wäre, hätte man den Seilscheibendurchmesser nach derselben wählen müssen. Die Seilgeschwindigkeit von 18,6 m liegt zwischen praktisch vorkommenden Grenzwerten (15 bis 30). Sehr viel höhere Seilgeschwindigkeiten kommen vereinzelt vor [vgl. den Bericht von C. Bach in der Zeitschr. d. V. I. 1883, S. 351 u. f.[1])].

176. Zum Schluß sei noch eine für die Berechnung des Kranzquerschnittes sehr bequeme Formel des Verfassers gegeben:

$$F = \varphi \frac{g}{\gamma} \frac{750\, N_i}{v^3}\, a\, i; \tag{17}$$

[1]) Seilschwungräder für große Seilgeschwindigkeiten bei mäßiger Tourenzahl werden außerordentlich schwer, weil der Kranz, um die nötige Steifigkeit zu erhalten, über das aus Rücksichten auf die Massenträgheit und den Gleichförmigkeitsgrad erforderliche Maß verstärkt werden muß. Solche Räder, die als reine Triebräder zu konstruieren sind, aber trotzdem als Schwungräder reichlich genügen, sind in der Aufstellung des Anhanges 9 nicht mit enthalten; das Verhältnis $\mu = G/G_1$ erreicht bei ihnen oft den Wert 2.

v ist die Geschwindigkeit des Schwerpunptes des Kranzes, a hat die im Art. 150 u. 151 angegebene Bedeutung und kann entweder mit dem Drehkraftdiagramm bestimmt werden oder überschläglich der Aufstellung Art. 151 entnommen werden. γ werde für Gußeisen gleich 7,0 gesetzt, womit $\frac{g}{\gamma} = 1{,}4$ wird. i vgl. Art. 159 u. 157, φ Anhang 9. Die entsprechende Formel für den Fall, daß die erforderliche lebendige Kraft der Arbeit einer gewissen Anzahl (z) Umdrehungen der Maschine gleichgesetzt wird (Art. 127 u. 160) lautet

$$F = \varphi \frac{g}{\gamma} \frac{1500\, N_i}{v^3} z\,. \qquad (18)$$

Es ist jedoch besonders für Studierende, aber auch sonst wegen der wichtigen Zwischenwerte, die mit der zuerst angegebenen Rechnungsweise gefunden werden, zu empfehlen, diese zu benutzen und mit den Formeln 17 und 18 nur zum Zwecke der Orientierung über die voraussichtlichen Kranzabmessungen zu rechnen. Man kann dabei noch für mittlere Verhältnisse setzen $\varphi \frac{g}{\gamma} = 1{,}3$.

Festigkeitsberechnungen des Schwungrades.

177. Die Zugbeanspruchung des frei gedachten Ringes ist

$$\sigma_z = \frac{\gamma}{g} v^2,$$

wenn alle Größen auf Meter bezogen werden, also die Geschwindigkeit v des Schwerpunktkreises in Metern, das spez. Gewicht in Kilogramm pro Kubikmeter, die Spannung in Kilogramm pro Quadratmeter eingeführt wird.

Mit den üblichen Maßeinheiten (γ in Kilogramm pro Liter, σ in Kilogramm pro Quadratzentimeter) ist

$$\sigma_z = 0{,}1 \frac{\gamma}{g} v^2. \qquad (19)$$

Im vorliegenden Falle wird mit $v_s = 17{,}7$

$$\sigma_z = 0{,}1 \frac{7{,}25}{9{,}81} 17{,}7^2 = 23{,}15 \text{ kg/cm}^2.$$

Das spez. Gewicht des Gußeisens ist entgegen Art. 173 hier wieder mit seinem vollen Wert eingesetzt, weil eingeschlossene Blasen den Zugquerschnitt mindestens in gleichem Maße schwächen, wie sie das Gewicht vermindern.

Für die weitere Rechnung ist jedoch diese Unterscheidung des spez. Gewichtes unbequem. Bei Berechnung der Gesamtkräfte aus den Spannungen müßte man reduzierte Querschnittsflächen wegen der Durchsetzung mit Blasen einführen; auch entspricht eine solche Rechnungsweise nicht dem Brauch bei anderen Maschinenteilen. Man berücksichtigt ja allgemein derartige, in ihrer Größe nicht vorauszusehende Schwächungen des Querschnitts schon durch die Einführung entsprechend niedrigerer zulässiger Spannungen für den voll gerechneten Querschnitt.

Es möge daher hier wie bei der Berechnung des Volumens aus dem erforderlichen Gewicht (Art. 171) mit einem spez. Gewicht des Gußeisens

von 7,0 gerechnet werden und die größere Gefahr der Blasenbildung in den massigen Gußstücken durch Einführung niedrigerer zulässiger Materialbeanspruchungen berücksichtigt werden. Die unter diesen Annahmen berechnete, durch die Fliehkraft am frei gedachten Ringe hervorgebrachte Zugspannung möge mit σ_0 bezeichnet werden.

$$\sigma_0 = 0,1 \frac{7,0}{9,81} 17,7^2 = 22,35 \text{ kg/cm}^2.$$

178. Es ist zu beachten, daß die Formel 19 den Raddurchmesser nicht enthält, sondern außer dem spez. Gewicht nur noch die Geschwindigkeit. Daher ergibt sich für die Zugbeanspruchung im frei gedachten Radkranz folgende einfache Tabelle mit einem spez. Gewicht von 7,0 für Gußeisen:

$v =$ 10	12	15	18	20	22	25	30	35[1])	40	m/sec.
7,14	10,28	16.06	23,12	28,54	34,54	44,60	64,22	87,41	114,17	kg/cm².

Zu der Zugbeanspruchung treten Biegungsbeanspruchungen durch die radiale Zugkraft der Arme; denn der Ring dehnt sich infolge der Tangentialspannungen, der Umfang wird größer und damit auch der Durchmesser. Dieser Vergrößerung des Durchmessers widersetzen sich die Arme mit ihrer Zugfestigkeit. Die dadurch entstehenden Biegungsbeanspruchungen sollen bei Bestimmung der Hauptmaße hier außer acht bleiben bzw. durch entsprechend niedrigere zulässigere Zugbeanspruchungen berücksichtigt sein. Die so bestimmten vorläufigen Hauptmaße werden dann die Grundlage einer Nachrechnung der Spannungen mit den genaueren Methoden bilden können. Es sei hierfür auf folgende Literatur verwiesen.

Grashof, Theorie der Elastizität und Festigkeit S. 278÷282,
Tolle, Die Regelung der Kraftmaschinen, drittes Kapitel,
Demuth, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1893, S. 1077,
Goebel, „ „ „ „ „ 1898, S. 352,
„ „ „ „ „ „ 1899, S. 237,
Bredt „ „ „ „ „ 1901, S. 267,
Reinhardt, Heft 226 der Mitteilungen über Forschungsarbeiten,
Köchy, Über Schwungradexplosionen, Verhandlungen des Vereins für Gewerbefleiß 1886, S. 25÷80.

Kranzverbindungen.

179. (Verschiedene Verbindungen vgl. Führer 40, 56÷58, ferner die Figuren daselbst S. 830 bis 832).

Die Kranzverbindung hat die Kräfte aufzunehmen, welche bei ungeteiltem Kranz das volle Material zu übertragen hat, d. h. im vorliegenden Falle dem Querschnitte von 425,4 cm² und der Zugspannung von 22,65 kg/cm² entsprechend $425,4 \cdot 22,35 = \sim 9500$ kg [2]). Diese Kraft hat jede Schnittstelle aufzunehmen.

[1]) Bei Gas- und Ölmaschinen sind Radgeschwindigkeiten von 35 m keine Seltenheit.

[2]) Meist wird die Zugkraft an der Teilungsstelle (weniger zweckmäßig) ohne Bezugnahme auf die Ringspannungen so gerechnet, daß man die Fliehkraft des halben Kranzes, angreifend in dem Schwerpunkt der Halbkreislinie, mit dem Radius S (Abstand vom Mittelpunkt $= 0,637\ S$) auf die beiden Teilungsquerschnitte verteilt.

Mit einem Kranzgewicht von 2432,5 kg, also einem Gewicht des halben Kranzes von 1216,25 kg, einem Abstande des Schwerpunktes von der Drehachse von $0,637 \cdot 1,3 = 0,8281$ m, einer Geschwindigkeit des Schwerpunktes von 11,27 m wird die Fliehkraft des Halbringes senkrecht zu den Teilflächen gleich rund 19 000 kg. Auf jeden der Schnitte entfallt die Halfte dieser Kraft, also 9500 kg (wie oben).

Wenn Biegungsbeanspruchungen in der Verbindung und Mehrbeanspruchungen der Verbindungsglieder durch hebelartige Wirkungen vermieden werden sollen, muß der Schwerpunkt aller Verbindungsquerschnitte möglichst mit dem Schwerpunkt des Kranzprofils zusammenfallen. Die Erfüllung dieser Bedingung ist bei reinen Massenschwungrädern leichter möglich als bei Treibschwungrädern. Wenn dieser Forderung nicht voll entsprochen werden kann, so müssen die Verbindungsquerschnitte erheblich verstärkt werden.

Keinesfalls dürfen die Stoßflächen an der Teilungsstelle so angeordnet sein, daß die Verbindungsteile die Biegungskräfte noch vergrößern (vgl. über eine infolge einer solchen fehlerhaften Konstruktion eingetretene Schwungradexplosion Zeitschr. d. V. d. Ing. 1900, S. 605).

Bei erheblichen Abweichungen des Schwerpunktes der Verbindungsquerschnitte von dem des Kranzquerschnittes ist es zu empfehlen, von der Teilung des Rades zwischen den Armen abzusehen und das Rad auf einem Armpaar zu teilen.

180. Um die Zugkraft von 9500 kg durch eine Keilankerverbindung nach Fig. 73 aufzunehmen, ist bei Verwendung von Schmiedeeisen (Flußeisen) für den Anker und Zulassung einer Zugbeanspruchung von 600 kg/cm[1]) ein Querschnitt von $\frac{9500}{600} = 15{,}83 \text{ cm}^2$ ausreichend, wenn der Schwerpunkt aller Verbindungsquerschnitte mit dem Schwerpunkt des vollen Kranzprofils zusammenfällt.

Läßt man bei Schrauben (Fig. 77) wegen unvermeidlicher Nebenbeanspruchungen nur 450 kg[2]) zu, so ist ein Querschnitt von 23,75 cm² erforderlich, der durch zwei Schrauben von $1^3/_4''$ mit einem Kernquerschnitt von $2 \cdot 11{,}3 \text{ cm}^2$ genau genug erreicht wird.

181. So lange die Unterbringung hinreichend starker Verbindungen keine Schwierigkeiten macht, mögen sie stärker gemacht werden als erforderlich ist. Bis zu 25 m Geschwindigkeit nehmen die Verbindungen bei zentraler Anordnung keine übermäßigen Abmessungen an.

Bei 25 m ist die Zugbeanspruchung des Kranzes $\sigma_0 = 44{,}6 \text{ kg/cm}^2$ (Art. 178). Wenn der Baustoff der Verbindungsglieder eine Zugfestigkeit von 600 kg/cm² zuläßt, dürfte der kleinste Zugquerschnitt der Verbindungsglieder gleich $\frac{44{,}6}{600} \sim 0{,}0743$ des Kranzquerschnittes sein. Es mögen alle Räder mit Geschwindigkeiten bis zu 25 m/sec, sofern der Schwerpunkt der Verbindung mit dem des Kranzes zusammenfällt, gleich starke Verbindungen erhalten. Mit dem vorstehend gefundenen Verhältnis 0,0743 sind dann die Verbindungen von Rädern mit kleineren Geschwindigkeiten als 25, unter Umständen wesentlich schwächer be-

[1]) Die Zugbeanspruchung ist eine gleichsinnige und ruhende, weshalb nach den üblichen Grundsätzen für die Wahl der Beanspruchungen mit k_z noch höher gegangen werden dürfte. Angesichts der Möglichkeit einer Überschreitung der Radgeschwindigkeit durch Unvollkommenheiten in der Regulierung oder Versagen derselben und der schweren Folgen von Schwungradexplosionen möge jedoch bei einfacher Verbindung der Wert 600 nicht überschritten werden.

[2]) Die Einführung dieser Zugbeanspruchung setzt jedoch schon eine Bearbeitung der Schraube und der Auflageflächen voraus, welche eine axiale Kraftwirkung gewährleistet: Gewinde schneiden auf der Drehbank, Bearbeitung der Mutterauflagefläche in einer Aufspannung mit dem Muttergewinde auf der Drehbank; Fräsen der Auflageflächen am Radkörper nach einem Verfahren, durch welches mit Sicherheit Parallelismus der Auflageflächen erreicht wird.

anspruch als mit 600 kg/cm². Hiermit ergeben sich für die beiden Hauptarten der Verbindung mittels Keilanker und mittels Schrauben folgende Verhältnisse: Setzt man beim **Keilanker** (Fig. 75) das Verhältnis des vollen Querschnittes zu dem durch das Keilloch geschwächten gleich $\frac{1}{0,6}$, so muß der volle Querschnitt des Keilankers gleich $\frac{0,0743}{0,6} = 0,124$, das ist rund $\frac{1}{8}$ **des Kranzquerschnittes** sein.

Eine solche Normalisierung des Querschnittsverhältnisses ist bei Verbindungen, deren Schwerpunkt nicht mit dem des Kranzquerschnittes zusammenfällt, wie noch gezeigt werden wird, nicht möglich.

Für eine zentrale **Schraubenverbindung** ergibt sich mit einer zulässigen Zugbeanspruchung im Kern von 450 kg/cm² für 25 m Radgeschwindigkeit ein kleinster Querschnitt von $\frac{44,6}{450} = 0,099$. Wenn man bei Verwendung von feinem Kraftgewinde (vgl. Art. 74) das Verhältnis des Kernquerschnittes zum Bolzenquerschnitt im Mittel gleich 0,8 annimmt, ergibt sich auch hier ein Verhältnis des Bolzenquerschnittes zum Kranzquerschnitt von $\frac{0,099}{0,8} = 0,124 = \text{rund } \frac{1}{8}$. Bei Verwendung von Whitworthgewinde werden die Bolzen etwas stärker anzunehmen sein.

182. Mit der einfachen Regel: voller Verbindungsquerschnitt in der Teilfläche gleich $\frac{1}{8}$ des Kranzquerschnittes, wird man also für alle Räder bis zu 25 m Geschwindigkeit die Verbindung vorläufig disponieren können, um zunächst zu prüfen, ob es möglich ist, den Schwerpunkt der Verbindungsquerschnitte mit dem des Kranzquerschnittes[1]) zusammenzubringen. Gelingt das nicht, so hat man bei Rädern mit wesentlich kleineren Geschwindigkeiten als 25 m/sec nachzuprüfen, ob der Querschnitt gleich $\frac{1}{8}$ des Kranzes auch noch bei den auftretenden Biegungsmomenten und Hebelwirkungen ausreicht, anderenfalls eine Verstärkung vorzunehmen.

183. Die gleichartige Bemessung der Verbindungskonstruktion für alle Räder gleichen Kranzquerschnittes bis zu 25 m Geschwindigkeit ohne Rücksicht auf die Geschwindigkeit gestattet einmal eine Normalisierung und gewährt dann für Räder mit geringeren Geschwindigkeiten, ohne daß die Kosten der Verbindung übermäßig groß werden, eine größere Sicherheit bei etwaiger erheblicher Überschreitung der Geschwindigkeit infolge Durchgehens der Maschine.

Die Verbindungen von Rädern über 25 m Geschwindigkeit mögen einzeln gerechnet werden (vgl. Art. 189).

184. Es möge zunächst als Sonderbeispiel eine durch den Schwerpunkt des Kranzquerschnittes gehende Keilankerverbindung für ein reines Massenschwungrad mit dem Querschnitt Fig. 70 auf S. 74 im einzelnen berechnet werden, jedoch nicht für eine Geschwindigkeit von 17,7 m, sondern von 25 m.

Die Rechnung ist ganz ähnlich wie die der Verbindung von Kolbenstange und Kreuzkopf bei zylindrischem Einsatz nach Art. 78. Die geringeren Beanspruchungen waren dort durch die wechselnde Belastung bedingt.

---

[1]) *Als* Kranzquerschnitt ist hierbei der Querschnitt des Kranzes außerhalb der Verbindung einzuführen, nicht etwa der durch Löcher, Augen usw. für die Verbindung veranderte Querschnitt.

Die Keilanker (Fig. 73) bleiben außen meist roh oder werden doch nur oberflächlich bearbeitet, ebenso bleiben die Ankerlöcher im Radkörper roh. Daher ist auch die rechteckige Querschnittsform, welche andernfalls größere Bearbeitungskosten verursachen würde als die runde, der runden hier vorzuziehen wegen der besseren Einfügung in den annähernd rechteckigen Querschnitt des Kranzes selbst. Wegen der rohen Flächen muß zwischen Keilanker und Ankerlochwandung ein Spielraum bleiben, welcher unvermeidlich die Traglänge des Keils etwas vergrößert.

Fig. 73.

Um bei rohem Keilanker eine zufällige Verschiebung der beiden Stoßflächen gegeneinander zu verhindern, wendet man zweckmäßig eine oder zwei Fugenschrauben F an (Fig. 73 und Führer 40, 56).

Es ist selbstverständlich, daß auch bei äußerlich roh bleibenden Keilankern alle Kraftauflagestellen und die Keile selbst sorgfältig zu bearbeiten sind.

185. Wenn man zuläßt, daß der Auflagedruck des Keils im Keilanker das 1,5fache der Zugbeanspruchung in dem schwächsten Querschnitt ist, ergibt sich das Verhältnis des schwächsten Zugquerschnittes f_z zum Gesamtquerschnitt f des prismatischen Zugankers, wenn nach f_a die Auflagefläche des Keils im Keilanker ist

$$f_a\,1{,}5\,k_z = f_z k_z;\quad f_a + f_z = f;\quad f_a = f - f_z;\quad (f - f_z)\,1{,}5 = f_z;\quad 1{,}5 f = 2{,}5 f_z;$$
$$f_z = 0{,}6\,f\,.$$

Bei einer Radgeschwindigkeit von 25 m ist die Zugkraft in dem unterbrochenen Kranzquerschnitt von 425,4 cm², $Z = 44{,}6 \cdot 425{,}4 = \backsim 19000$.

Mit $k_z = 600$ wird $f_z \cdot 600 = 19\,000$; $f_z = 31{,}7$ cm²; $f = \dfrac{31{,}7}{0{,}6} = 52{,}8$ cm².

Wählt man die Seitenmaße dieses Querschnittes gleich 85 und 62 mm, so folgt die Keilstärke s aus $(8{,}5 - s)\,6{,}2 = 31{,}7$ cm² und wird gleich 3,4 cm.

Der Flächendruck wird damit, wie zur Kontrolle festgestellt werden mag, $= \dfrac{19\,000}{3{,}4 \cdot 6{,}2} = 900$ kg/cm², d. h. wie angenommen gleich $1{,}5 \cdot 600$.

186. Bei einem Spielraum von 5 mm rings um den Anker bleibt (Fig. 74) für den Keil eine Auflagelänge im gußeisernen Radkörper von $175 - 62 - 2 \cdot 5 = 103$, womit sich ein Flächendruck des Stahlkeils auf Gußeisen von $\dfrac{19\,000}{10{,}3} \cdot 3{,}4 =$ rund 550 kg/cm² ergibt, der noch zur Not zugelassen werden mag (sonst ist entweder durch Anguß von Nocken die Auflagelänge zu vergrößern oder durch Wahl anderer Seitenmaße für den Keilanker, z. B. 96 und 56 mm, mit welchen die Keilbreite gleich 38,5 mm wird, die Auflagefläche zu vergrößern).

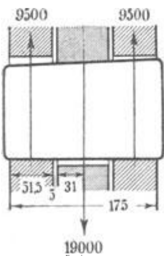


Fig. 74.

Wenn für den Keil guter Flußstahl gewählt wird, darf die Beanspruchung gleich dem $^4/_3$fachen derjenigen des Flußeisens gewählt werden, also gleich $\frac{4}{3} \cdot 600 = 800$ kg/cm². Mit Rücksicht darauf, daß die Annahme konzentrierter Belastung zu ungünstig ist, möge $k_b = 900$ eingeführt werden. Das Biegungsmoment ist nach Fig. 74:

$$M_b = 9500\,(3{,}1 + 0{,}5 + \tfrac{1}{2} \cdot 5{,}15) = \backsim 58\,700 \text{ kgcm};$$

aus $\quad 58\,700 = \dfrac{b\,h^2}{6} \cdot 900 = \dfrac{3{,}4\,h^2}{6}\,900 \quad$ folgt $\quad h = 10{,}7$ cm $= 107$ mm.

Es mögen halbkreisförmige Abrundungen eingeführt werden und die Höhe auf 115 mm durch Schätzung vergrößert werden.

187. Für die Höhen h_1 und h_2 Fig. 75 sind bekanntlich einfache Rechnungen auf Schub nicht anwendbar oder doch nur unter Einführung ganz kleiner Schubbeanspruchungen zulässig.

Setzt man nach Bach h_1 bei abgerundeten Keilauflageflächen gleich 0,5 der errechneten Keilhöhe gleich $0{,}5 \cdot 107 = \backsim 54$ mm, so wird man

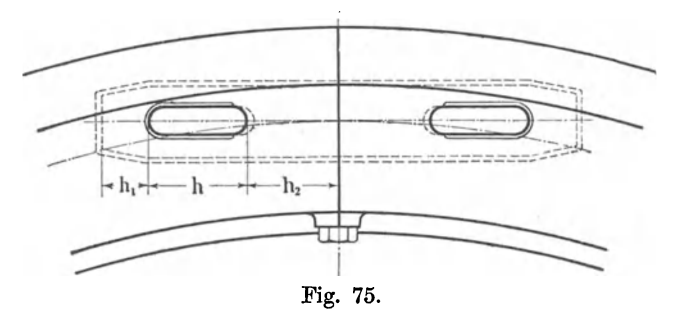


Fig. 75.

h_2, um gleiche Festigkeit zu erzielen wie im Anker, in Erwägung, daß die Schubfestigkeit des Gußeisens etwa gleich 0,4 des Flußeisens ist, setzen können

$$0{,}4 \cdot 2 \cdot 10{,}3 \cdot h_2 = 2 \cdot 6{,}2 \cdot 5{,}4; \qquad h_2 = 8{,}1 \text{ cm}.$$

Da jedoch beim Antreiben der Keile durch Schläge leicht starke Überanstrengungen auftreten und da solche stoßweisen Überanstrengungen für Gußeisen besonders gefährlich sind, möge hier weitergehende Vorsicht geübt werden und h_2 gleich dem 1,5fachen des errechneten Wertes gemacht werden

$$h_2 = 1{,}5 \cdot 8{,}1 \text{ cm} = \backsim 120 \text{ mm}.$$

Alle Spannungen und Flächendrucke werden bei der Radgeschwindigkeit der Aufgabe von 17,7 m sich zu den bei einer Radgeschwindigkeit von 25 m, hier zugrunde gelegten, verhalten wie $17{,}7^2$ zu 25^2, wie 313,3 zu 625, rund wie 1 zu 2, also nur halb so groß sein wie die zugelassenen.

188. Wenn man mit einer Schraubenverbindung den Schwerpunkt der Verbindung mit dem Schwerpunkt des unverschwächt gedachten Kranzes zusammenfallen lassen will, um Biegungsmomente zu vermeiden, muß man dem Kranz auch bei Massenschwungrädern eine gegliederte Form geben. Fig. 76 und 77 zeigt eine Form, durch die das erreicht ist.

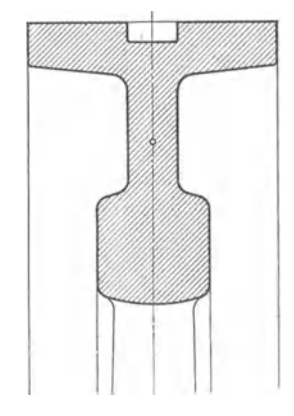


Fig. 76.

Mit einer zulässigen Zugbeanspruchung der Schrauben von 450 kg/cm² wird bei einer Radgeschwindigkeit von 25 m ein Kernquerschnitt von $\frac{19000}{450} = 42{,}3 = 2 \cdot 21{,}15$ cm² erforderlich, der durch zwei Schrauben von $2^1/_2''$ mit je 24,1 cm² Kernquerschnitt bei Anwendung von Whitworthgewinde reichlich gewonnen wird. Mit feinem Kraftgewinde (Art. 46) würden zwei Schrauben von $2^1/_4''$ mit $2 \cdot 21{,}7$ cm² Querschnitt genügen.

189. Wenn es mit den bisher besprochenen Verbindungsmitteln nicht möglich ist, die beiden Schwerpunkte zum Zusammenfallen zu bringen, muß man bei schnell laufenden Rädern Schrumpfverbindungen zu Hilfe nehmen, welche eine vorteilhaftere Placierung gestatten, aber der Schraubenverbindung nicht gleichwertig zu erachten sind. Sie werden dann in der Regel gemeinsam mit einer Schraubenverbindung oder Keilankerverbindung angewandt.

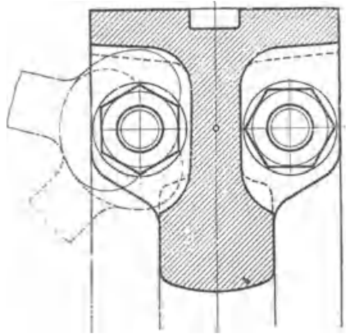


Fig. 77.

Wenn möglich, sollte wegen der ungleichen Vorspannung der geschrumpften und angezogenen Verbindungsteile wenigstens bei schnell laufenden Rädern der Schwerpunkt der Glieder jeder der beiden Verbindungsarten für sich mit dem Schwerpunkt des Kranzquerschnittes zusammenfallen.

Es ist üblich, wenn Schrumpfverbindungen neben anderen Verbindungen angewandt werden, jede Verbindung für sich so zu berechnen, daß sie zur Not allein die auftretenden Kräfte aufzunehmen imstande ist. Natürlich geht man mit der Spannung der einzeln gerechneten Verbindungsteile über die oben angegebenen Werte hinaus.

Bei Schwungrädern von Verbrennungsmotoren mit 30 bis 38 m Geschwindigkeit macht die Unterbringung ausreichender Verbindungsquerschnitte Schwierigkeiten. Man verwendet für die Verbindungsglieder dann ganz besonders zuverlässiges Material, sorgt für durchaus zentrale Belastung der Zugquerschnitte und geht mit der zulässigen Beanspruchung weit hinauf.

Indem man die Annahme macht, daß die Querschnitte jeder Verbindungsart für sich die ganze Kraft aufzunehmen haben, belastet man die Schrumpfverbindung unter Verwendung eines besonders zähen Materials mit 750 ÷ 800 kg pro Quadratzentimeter, die Schrauben im Kern, unter Verwendung eines zähen und festen Stahls von 5000 ÷ 5500 kg/cm² Zugfestigkeit und mindestens 20% Dehnung, mit 900 ÷ 1000 kg pro Quadratzentimeter. Diese Beanspruchungen erscheinen angesichts der Möglichkeit einer Überschreitung der Geschwindigkeit unverhältnismäßig hoch. Doch liegt ja in der unzutreffenden Annahme, daß jeder Querschnitt für sich die ganze Kraft aufzunehmen habe, eine weitergehende Sicherheit.

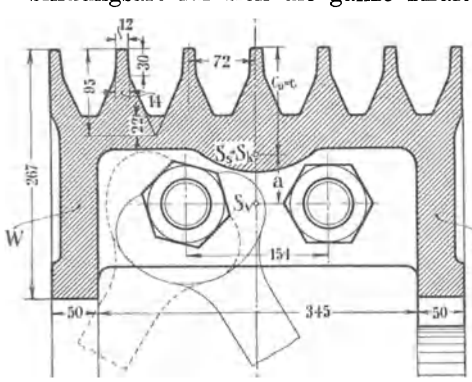


Fig. 78.

190. Bei Seil- und Riemenschwungrädern gelingt es meist nicht, Schraubenverbindungen so unterzubringen und die Querschnittsform des Kranzes so zu wählen, daß die beiden Schwerpunkte zusammenfallen. Fig. 78 zeigt für die vorliegende Aufgabe die Querschnittsform des Kranzes

eines Seilschwungrades mit sechs Rillen für Seile von 50 mm Durchmesser (gemäß Art. 173) mit einer Querschnittsfläche von 425,4 cm² (gemäß Art. 171).

Obwohl weit nach innen reichende Seitenwände W angeordnet sind und die Schrauben so weit nach außen gerückt sind, als es der in der Figur angegebene notwendige Schraubenschlüsselausschlag irgend gestattet, ist es nicht gelungen, den Schwerpunkt S_k des Kranzquerschnittes mit dem Schwerpunkt S_v der Verbindungsquerschnitte zur Deckung zu bringen. Der Abstand a beider Schwerpunkte bildet den Hebelarm eines Momentes mit der tangentialen Kranzzugkraft als Momentenkraft. Dieses Moment ruft in der Stoßfuge Biegungsbeanspruchungen hervor, die sich bei freier, d. h. nicht eingepaßter Durchführung der Schraubenbolzen durch die Löcher als erhöhte Zugbeanspruchungen in den Schrauben äußern werden.

191. Die **Mehrbeanspruchung der Schrauben durch dies Moment** läßt sich unter gewissen Voraussetzungen und Forderungen wie folgt bestimmen:

Fig. 79.

Wenn J das Trägheitsmoment der Stoßfläche ist, a der Abstand des Schwerpunktes des Kranzquerschnittes von dem der Verbindungsquerschnitte, c der Abstand des Schwerpunktes der Stoßfläche[1]) von der äußersten Faser, F_s der Querschnitt der Stoßfläche, F_k derjenige des Kranzes ist, so ist bei der Forderung, daß die Verbindungsschrauben eine solche zusätzliche Druckspannung in der Stoßfläche erzeugen sollen, daß beim Auftreten der Biegungsmomente die Fuge außen eben nicht klafft:

$$P a = \sigma_b \frac{J}{c}; \qquad \sigma_b = P \frac{a\,c}{J}; \qquad P = \sigma_0 F_k;$$

$$\sigma_b = \sigma_0 \frac{F_k}{J} a\,c.$$

192. Kommt jetzt zu dieser gedachten Zugspannung in der äußersten Faser eine über die ganze Stoßfugenfläche F_s gleichmäßig verteilte Druckspannung σ_d von der zusätzlichen Schraubenkraft herrührend von solcher Größe, daß die Spannung in der äußersten Faser eben gleich 0 wird entsprechend der Forderung, daß die Fuge gerade eben noch nicht klafft, so muß sein $\sigma_d = \sigma_b$ und

$$\sigma_d = \sigma_0 \frac{F_k}{J} a\,c.$$

Die zusätzliche Schraubenkraft ist $P_z = \sigma_d F_s$;

Im vorliegenden Falle ist, wie eine besondere hier nicht ausgeführte Rechnung für den in Fig. 78 dargestellten Querschnitt ergibt, das Träg-

[1]) Man muß hierbei unterscheiden Kranzquerschnittsfläche und Stoßfläche, die nur bei den Annahmen der Fig. 78 identisch sind. Man hat, wenn sie verschieden sind (z. B. wenn Teile des Verbindungsflansches aufliegen oder wenn nichtzentrische Verbindungsteile durch die Querschnittsfläche des Kranzes gehen), drei Schwerpunkte zu unterscheiden (Fig. 79): den Schwerpunkt S_k des Kranzquerschnittes, den Schwerpunkt S_v der Querschnitte der Verbindungsteile (der Abstand a beider bildet den Hebelarm des Momentes) und den Schwerpunkt S_s der Stoßfläche, welcher der Bestimmung des Trägheitsmomentes für die vorliegende Betrachtung zugrunde zu legen ist. Fig. 79 setzt voraus, daß Stoßfläche und Kranzquerschnittsfläche nicht identisch sind. In der Fig. 78 fallen S_k und S_s zusammen.

heitsmoment in bezug auf eine durch den Schwerpunkt der Stoßfläche gehende horizontale Achse $J = 19\,621{,}4\ \text{cm}^4$; $F_k = 425{,}4\ \text{cm}^2$; $a = 5{,}1$ cm; $c = 11{,}4$ cm; damit wird

$$\sigma_d = \sigma_0 \frac{425{,}4}{19\,621{,}4} \cdot 5{,}1 \cdot 11{,}4 = 1{,}26\,\sigma_0.$$

Die zusätzliche Schraubenkraft ist also

$$P_z = 1{,}26\,\sigma_0\,F_s,$$

die gesamte von den Schrauben aufzunehmende Zugkraft

$$Q = 1{,}26\,\sigma_0\,F_s + \sigma_0\,F_k \text{ oder, da hier } F_k = F_s \text{ ist:}$$

$$Q = \sigma_0\,(1{,}26 + 1)\,F_k = 2{,}26\,\sigma_0\,F_k,$$

also über doppelt so groß wie bei zentraler Verbindung. Wenn zunächst die Verbindung für eine Radgeschwindigkeit von 25 m nachgerechnet wird, ergibt sich $Q = 2{,}26 \cdot 44{,}6 \cdot 425{,}4 = 42\,890$ kg. Auf zwei Schrauben von $2^1/_4''$ mit feinem Kraftgewinde und $2 \cdot 21{,}7\ \text{cm}^2$ Querschnitt verteilt, ergibt sich eine Zugbeanspruchung von $\sigma_z = 988\ \text{kg/cm}^2$ ganz unzulässig.

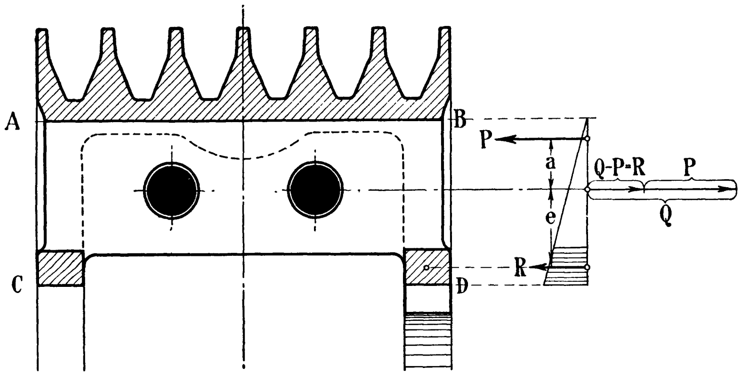


Fig. 80.

Für die Radgeschwindigkeit der Aufgabe von 17,7 m wird mit $\sigma_0'' = 22{,}35$, $Q = 21\,490$ und $\sigma_z = 495$ nicht mehr recht zulässig. Das Rad ist mit dieser Verbindung nur bis zu einer Radgeschwindigkeit von 16,9 m verwendbar, wenn $k_z = 450\ \text{kg/cm}^2$ zugelassen wird.

193. Es lassen sich jedoch die Bedingungen für die Verbindung noch etwas verbessern:

Zunächst haftet der Forderung, daß die Fuge außen nicht klaffen soll, ein gewisse Willkür an. Man dürfte ein Klaffen bis auf eine mäßige Grenze zulassen. Es müßte dann das Trägheitsmoment, die Lage des Schwerpunktes S_s und der Abstand c für den von innen bis zur angenommenen Klaffgrenze reichenden Querschnitt gerechnet werden, ähnlich wie das bei Stabilitätsberechnungen von gemauerten Schornsteinen mit klaffend angenommenen Fugen geschieht.

Dann aber belasten die in der Nähe des Stoßflächenschwerpunktes liegenden Flächen die Verbindungsteile unnötig, ohne an der Aufnahme der Biegungsmomente namhaften Anteil zu nehmen. Deshalb ist es zweckmäßig, die Flächen in der Mitte auszusparen und nur innen und außen aufliegen zu lassen, wie das in Fig. 80, in welcher die aufliegenden Stoßflächen als Ansichtsflächen leicht schraffiert sind, angegeben ist.

Wenn man jetzt noch zuläßt, daß die Fuge bis zur Innenbegrenzung $A\,B$ (Fig. 80) der äußeren Auflagefläche klafft, so ergibt sich für die innere Auflagefläche das in Fig. 80 rechts dargestellte Spannungsbild: Die Resultierende R der Flächenkräfte der inneren Auflage bildet dann mit der von den Biegungsmomenten in der Verbindung herrührenden zusätzlichen Schraubenkraft $Q-P$ ein Kräftepaar mit dem Hebelarm e, welches dem aus der exzentrischen Lage der Schraubenverbindung herrührenden Moment das Gleichgewicht zu halten hat. Es ist

$$e\,R = P\,a; \quad \text{mit} \quad e = 8{,}0,\ a = 5{,}1 \text{ cm} \quad \text{wird} \quad R = \frac{5{,}1}{8{,}0} P = 0{,}64\,P.$$

Mit $P = 9500$ wird $R = \sim 6100$ kg und $Q = P + R = 15\,600$.

Hieraus ergibt sich für eine Radgeschwindigkeit von 17,7 m in zwei Schrauben mit $2 \cdot 21{,}7$ cm^2 Kernquerschnitt eine Zugspannung in dem Schraubenkern von 359 kg/cm^2. Läßt man eine Zugspannung von 450 kg pro Quadratzentimeter unter Beibehaltung der Querschnitte zu, so ergibt sich die Geschwindigkeit, bis zu welcher das Rad mit der gewählten Verbindung verwendbar ist, aus

$$1{,}64\,P = 1{,}64\,\sigma_0\ 425{,}4 = 2 \cdot 21{,}7 \cdot 450,$$

woraus $\sigma_0 = 27{,}96$ folgt. Setzt man diesen Wert in die Gleichung (19) S. 76 mit $\gamma = 7{,}0$ ein, so findet man $v = 19{,}79$ m.

194. Die innere Auflagefläche (Stützfläche) muß so bemessen sein, daß der Flächendruck an der inneren Kante das zulässige Maß (welches man 150 bis 200 kg/cm^2 setzen mag) nicht überschreitet.

Die Rechnung unter der Annahme der inneren Profilkante $C\,D$ (Fig. 80) als Kippkante durchzuführen, ist unzulässig oder doch nur für den vorläufigen Entwurf der Verbindung statthaft, weil die Annahme einen unendlich großen Flächendruck in der Kippkante voraussetzt.

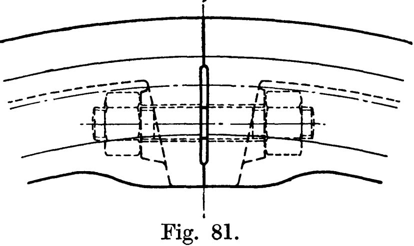


Fig. 81.

Um den Hebelarm e zu vergrößern und damit R zu verkleinern, kann man mit der Stützfläche nach innen aus dem Profil des Kranzes herausgehen (Fig. 81).

195. Ob das in den Art. 191 bis 193 vorausgesetzte Klaffen oder Nichtklaffen der Fuge tatsächlich eintritt, hängt natürlich nicht von den bei der Entwicklung gemachten Annahmen ab, sondern davon, wie stark der Arbeiter die Schrauben anzieht, oder bei einer Keilankerverbindung, wie stark er die Keile antreibt. Die auf diese Weise in eine Verbindung gebrachten Vorspannungen werden ja aber niemals bei Berechnung der Verbindungsteile in Rechnung gestellt, weil beim Eintreten der Betriebskräfte die Vorspannungen sich vermindern.

196. Die **Verbindung** der beiden Radhälften **an der Nabe** wird in der Regel so gerechnet, als ob sie die ganze Fliehkraft einer Radhälfte aufzunehmen habe, also die Kranzverbindungen wirkungslos seien. Die Annahme entspricht ebensowenig den Tatsachen wie die unten, in Art. 215 bis 217 ausführlicher besprochene, daß die Arme die ganze Fliehkraft der einzelnen Ringsegmente aufzunehmen haben. Läßt man die übliche Annahme gelten, so kommt man auf die gleichen Verbindungsquerschnitte

wie am Kranz. Die an der Radhälfte wirkende Kraft wird meist nach dem in der Fußnote zu Art. 179 angegebenen Verfahren gerechnet, besser aber gleich $2\,\sigma_0' F_k$ gesetzt; auf jeden Halbschnitt kommt dann die Hälfte davon.

Vielfach hält man auch mit Rücksicht darauf, daß die Annahme sehr ungünstig ist, für die Nabenverbindung einen schwächeren Verbindungsquerschnitt wie am Kranz für ausreichend, etwa 0,8 des Kranzverbindungsquerschnittes.

Man sollte auch hier ähnlich wie bei den Kranzverbindungen bis zu einer gewissen Radgeschwindigkeit, etwa wieder bis zu 25 m, die Nabenverbindung gleich großer Räder gleich stark ausführen, d. h. auch bei geringerer Radgeschwindigkeit mit 25 m rechnen, womit man durch eine gleiche Betrachtung wie im Art. 181 wieder zu einer Verhältniszahl gelangen kann.

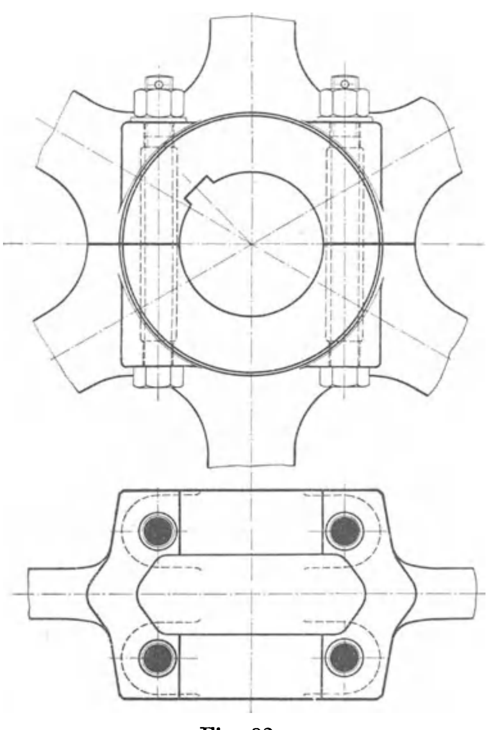


Fig. 82.

197. Obwohl die Rechnungsweise nach gewisser Richtung eine überreichliche Sicherheit gewährt, läßt sie doch die hauptsächlichen Kraftwirkungen ganz außer acht und liefert daher in manchen Fällen unzureichende Verbindungsquerschnitte. Die Verbindung wird vor allem durch Kräfte beansprucht, welche von den Keilen auf die Nabe bei Übertragung der Drehmomente ausgeübt werden (vgl. auch Art. 228), ferner durch die Anzugkräfte der Keile.

Bezüglich der verschiedenen Größen und wechselnden Richtung der bei Übertragung der Drehmomente an den Keilanlagen auftretenden Kräfte gilt fast das gleiche, was in Art. 201 bis 204 über die Biegungsbeanspruchung der Arme gesagt ist. Man hat auch hier zu unterscheiden Treibschwungräder und reine Massenschwungräder.

198. Für Treibschwungräder bis zu 25 m Geschwindigkeit empfehle ich den Querschnitt f der Nabenschrauben im Kern (statt der unzutreffenden Berechnung auf Zug) nach einer Verhältniszahl zu wählen und für einen Halbschnitt (Fig. 82) zu setzen

$$f = (2 + D)\,0{,}02\,F_k, \qquad (20)$$

worin D der Durchmesser in Metern, F_k der Kranzquerschnitt in gleichen Maßeinheiten wie f (Quadratzentimeter) ist.

Für die vorliegende Aufgabe würde sich ergeben

$$f = (2 + 2{,}6) \cdot 0{,}02 \cdot 425{,}4 = 39{,}1 \text{ cm}^2.$$

Zwei Schrauben von $2^1/_4''$ mit Whitworthgewinde mit einem Kernquerschnitt von $2 \cdot 18{,}87$ cm² genügen nicht ganz. Bei Anwendung von

feinem Kraftgewinde verbleibt ein Kernquerschnitt von $2 \cdot 21{,}7$ cm². Es ist bei der mit der vorstehenden Formel sich ergebenden Schraubenstärke für Treibschwungräder nicht gerade erforderlich, noch Schrumpfringe um die Nabe zu legen; doch sind sie auch hier häufig zu finden.

199. Die obige Formel ist auch für reine Massenschwungräder bis zu 25 m Geschwindigkeit verwendbar, wenn plötzlich an der Arbeitsmaschine auftretende Widerstände ausgeschlossen sind. Die Hinzufügung von Schrumpfringen ist hier jedoch zu empfehlen.

Wenn aber solche Widerstände zu erwarten sind, verstärke man die Schrauben nach Gutdünken und lege kräftige Schrumpfringe um die Nabe. Eine besonders kräftige Verbindung ist wegen der Kurzschlußgefahr beim Antrieb von Gleichstromgeneratoren sowohl für die Nabe des Schwungrades wie für die Nabe des Generatorankers erforderlich.

200. Um die Verbindung des Rades mit der Welle schon an dieser Stelle im Entwurf fertigzustellen, möge das Ergebnis der Berechnung und Feststellung der Wellenstärke am Schwungradsitz hier vorweggenommen werden.

Für den in Art. 226 gefundenen Wellendurchmesser von 286 mm im Schwungradsitz ergibt sich mit der Tabelle für Wellenkeile nach Anhang 4 ein Keil von $66 \cdot 36$ mm². Die durch die Nutenmitte und Wellen mitte bestimmte Ebene werde um 45 gegen die Teilebene geneigt (Fig. 82). Von der Anwendung von Tangentialkeilen werde abgesehen, da sie für Treibschwungräder keinen Zweck hat. Für reine Schwungräder sind Tangentialkeile aus den im Führer auf S. 811 erörterten Gründen zu empfehlen.

Berechnung der Arme.

201. Die Arme werden, wie bemerkt, durch die Fliehkraft auf Zug beansprucht. Zu dieser Zugbeanspruchung tritt eine Biegungsbeanspruchung durch die Drehkräfte. Wenn man von Rädern mit sehr hoher Kranzgeschwindigkeit absieht, überwiegt im allgemeinen die Biegungsbeanspruchung.

Man hat bezüglich der Übertragung der Drehkräfte auf den Kranz mehrere Fälle zu unterscheiden, deren Auseinanderhaltung für die Beurteilung der Beanspruchung der Arme notwendig ist:

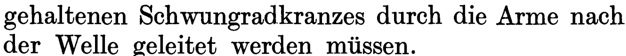
1. Die Kraft wird am Umfange des Schwungrades abgeleitet:
   a) Riemenschwungräder und Seilschwungräder;
   b) Schwungraddynamos; der Dynamoanker ist gleichzeitig Schwungrad (bei Gleichstrom selten).
2. Die Kraft wird von der Welle abgeleitet entweder durch eine besondere Riemen- oder Seilscheibe (bei kleinen und mittleren Verbrennungskraftmaschinen häufig) oder durch einen besonders aufgesetzten Dynamoanker (bei Gleichstrom das übliche).

202. Im Falle 1 ist durch die Arme das durch die ganze Maximalkraft T_{max} (Fig. 69, S. 63) hervorgebrachte Moment auf das Schwungrad zu übertragen; im Falle 2 dagegen fließt der zur Überwindung der Gegendrehkräfte dienende Teil direkt durch die Welle weiter, so daß nur der maximale Überschuß oder Unterschuß T_1 und T_2 der Tangentialkraftmomente auf den Schwungradkranz zu übertragen ist.

Während aber im ersten Falle die Biegungsmomente (abgesehen von ganz kleinen Gegendrehkräften in der Nähe des Hubwechsels) gleich-

gerichtet sind, wechseln sie im zweiten Falle von einem größten positiven zu einem etwa ebenso großen negativen Wert. Die Abmessungen der Arme werden daher im zweiten Falle kaum kleiner sein dürfen als im ersten.

203. Bei den reinen (d. h. nicht gleichzeitig als Treibrad wirkenden) Schwungrädern kommt jedoch noch ein Umstand hinzu, durch welchen sie oft ungünstiger dastehen als Riemen- und Seilschwungräder. Die bisherigen Betrachtungen setzen eine gleichmäßige oder langsam mit der Außenbelastung sich verändernde Gegenkraft voraus. Wenn aber an der Arbeitsmaschine plötzlich große Widerstände auftreten, so werden die Arme durch dieselben außerordentlich stark auf Biegung beansprucht (z. B. bei Walzenzugmaschinen im normalen Betrieb, bei Dynamomaschinen, besonders Gleichstrommaschinen, durch Kurzschluß).

Von solchen an den Arbeitsmaschinen auftretenden plötzlichen Widerständen bleiben die Arme von Schwungrädern mit Kraftabnahme am Umfang (Fall 1) fast ganz unberührt, weil die Wuchtkräfte des Kranzes, ohne die Arme zu passieren, unmittelbar auf die Arbeitsmaschine übertragen werden, während beim Antrieb der Arbeitsmaschine durch die Kraftmaschinenwelle die Wuchtmomente des durch die Widerstände auf-

gehaltenen Schwungradkranzes durch die Arme nach der Welle geleitet werden müssen.

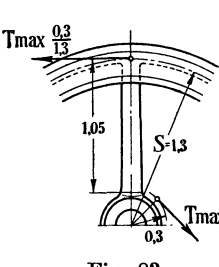
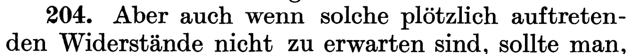


Fig. 83.

Wenn solche plötzlichen Widerstände zu erwarten sind, ist das Schwungrad bei Überwindung derselben eigentlich als Schwungrad der Arbeitsmaschine und nicht der Kraftmaschine anzusehen und nach besonderen Grundsätzen zu berechnen. Walzenzugmaschinen erhalten aus diesem Grunde meist schmiedeeiserne Schwungradarme.


204. Aber auch wenn solche plötzlich auftretenden Widerstände nicht zu erwarten sind, sollte man, um die Rückwirkungen kleiner unvorhergesehener plötzlicher Widerstände zu berücksichtigen, die Arme von reinen Schwungrädern reichlicher bemessen als die von Treibschwungrädern, was dadurch geschehen kann, daß man etwa das 2- bis 3fache der mittleren Tangentialkraft der Biegungsrechnung zugrunde legt. Bei dieser Rechnungsgrundlage wird man für die zulässige Biegungsbeanspruchung pro Quadratzentimeter dann aber etwa die gleichen Werte einführen dürfen wie bei Treibschwungrädern.

205. Da hier ein Seilschwungrad Anwendung finden soll, ist die größte Tangentialkraft T_{max} für die Biegungsbeanspruchung der Arme ohne Zuschlag maßgebend.

T_{max} wird gemessen gleich 49,5 mm. Es bedeutet 1 mm nach Art. 146 113,6 kg, also 49,5 $\div$ 113,6 · 49,5 = 5623 kg, also pro Arm $\frac{1}{6}$ 5623 = 937 kg. Läßt man das Einspannungsmoment am Kranz vorläufig außer acht und reduziert diese Kraft von dem Kurbelradius auf den Schwerpunktkreisradius S, so erhält man eine Umfangskraft an jedem Arm von $937 \cdot \frac{0,3}{1,3}$ = 216 kg, welche nach Ausmaß (vgl. Fig. 83) an einem Hebelarm von 105 cm wirkt, und demgemäß ein Biegungsmoment von 105 · 216 = 22 680 kgcm ausübt.

206. Für die Bemessung der Arme sind, wenn sie mit dem Kranz zusammengegossen werden, nicht allein Festigkeitsrücksichten maßgebend: der Anschlußquerschnitt des Armes darf in keinem zu großen

Mißverhältnis zu dem Kranzquerschnitt stehen. Ferner ist es im Interesse einer Normalisierung wünschenswert, die Armsterne für Räder von gleichem Durchmesser und gleichem Querschnitte so lange für verschiedene Geschwindigkeiten und Drehkräfte gleich stark auszuführen, als diese Größen reichliche Mittelwerte nicht überschreiten. Damit werden dann Räder für verhältnismäßig kleine Geschwindigkeiten und Drehkräfte niedrigere Beanspruchungen aufweisen als gleich große Räder für höhere Geschwindigkeiten, Drehkräfte oder Drehkraftschwankungen.

Um diesen Gründen Rechnung zu tragen, habe ich die nachstehende Faustformel für den kleinsten Armquerschnitt an der Anschlußstelle an den Kranz aufgestellt, welche sich an Mittelwerte einer größeren Zahl ausgeführter Schwungräder und Treibschwungräder anlehnt und auf Erwägungen allgemeiner Art stützt: Der Querschnitt f_a eines Armes an der schwächsten Stelle sei

$$f_a = 0{,}2 \text{ cm } D + 0{,}6 \frac{F_k}{m}. \tag{21}$$

Hierin bedeutet D den Durchmesser des Schwerpunktkreises in Zentimetern, F_k den Kranzquerschnitt in Quadratzentimetern, m die Armzahl (vgl. auch Art. 214).

207. Im vorliegenden Falle wird, wenn man die Armzahl $m = 6$ wählt, mit $D = 260$ cm und $F_k = 425{,}4$ cm², der Armquerschnitt am Kranz gleich 95 cm². Vergrößert man die linearen Querschnittsmaße der Arme nach der Nabe zu auf das 1,2fache, was bei geometrisch ähnlichen Querschnitten mit einer Querschnittsvergrößerung auf das 1,44fache gleichbedeutend ist, so kommt man auf einen Querschnitt des Armes an der Nabe von 136 cm², der bei Wahl eines elliptischen Querschnittes durch die in Fig. 84 dargestellte Querschnittsfläche

Fig. 84.

$$f_n = \pi b a = \pi\, 8{,}75 \cdot 5 = 137 \text{ cm}^2$$

genau genug wiedergegeben wird (Verzeichnung der Ellipse Anhang 11).

Das Widerstandsmoment dieses Querschnittes (vgl. u. a. Hütte, 22. u. 23. Aufl., Bd. I, S. 538) ist für Momente, deren Ebene senkrecht auf der kleinen Achse steht:

$$W = \frac{\pi}{4} b^2 a = \frac{\pi}{4} 8{,}75^2 \cdot 5 = 300 \text{ cm}^3.$$

Mit dem oben gefundenen Biegungsmoment ergibt sich die Biegungsbeanspruchung an der Armwurzel aus

$$M = W \sigma_b; \qquad 22\,680 = 300\, \sigma_b; \qquad \sigma_b = 75{,}4 \text{ kg/cm}^2.$$

Hierzu kommt die in nachstehenden Artikeln berechnete Zugbeanspruchung.

An den Kranz mögen die Arme mit dem in Fig. 85 dargestellten Querschnitt mit sanften Rundungen angeschlossen sein, welcher die Querschnittsfläche der Faustformel (95 cm²) ungefähr wiedergibt mit

$$\pi\, 7{,}3 \cdot 4{,}15 = 95{,}24 \text{ cm}^2.$$

208. Die Zugbeanspruchung der Arme wird häufig unter der (einen großen Sicherheitsgrad darstellenden) Annahme berechnet, daß die Arme allein die Fliehkraft der zugehörigen Kranzsegmente aufzunehmen haben und die Ringspannungen im Kranz bei der Tragung nicht mitwirken. Es wird unten gezeigt werden, daß bei den gebräuchlichen

Querschnittsverhältnissen von Kranz und Armen die tangentialen Ringspannungen den Hauptteil der Fliehkräfte aufnehmen.

Hier mögen zunächst die Zugkräfte nach dem üblichen Verfahren gerechnet werden: Die Fliehkraft Z_k des ganzen Kranzes ist

$$\frac{G_1}{g}\frac{v_s^2}{S} = \frac{2432{,}5}{9{,}81}\,\frac{17{,}7^2}{1{,}3} = \text{rund } 60\,000 \text{ kg}.$$

Bei sechs Armen kommt auf jeden $^1/_6$ hiervon, also rund 10 000 kg. Die von der Kranzfliehkraft herrührende Zugspannung im kleinsten Querschnitt von 95 cm² (Fig. 85) wird damit gleich 105,26 kg/cm².

209. In dem am stärksten auf Biegung beanspruchten Armquerschnitt an der Armwurzel treten zu der Zugbeanspruchung durch die Fliehkräfte des Kranzes, welche in einem Querschnitt von 137 cm² bei 10 000 kg eine Zugspannung von 73 kg/cm² ergeben, noch die Zugspannungen durch die Fliehkraft der Arme selbst. Eine rohe Überschlagsrechnung ergibt das Gewicht des Armes gleich 80 kg, seinen Schwerpunktradius gleich 0,78 m, seine Fliehkraft gleich 1178 kg. Daraus folgt eine von der Eigenfliehkraft der Arme herrührende Zugbeanspruchung (im Querschnitt von 137 cm²) von 8,6 kg/cm².

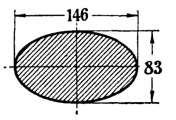


Fig. 85.

210. Schließlich werden die Arme noch durch das Gewicht des Schwungrades, und wenn dasselbe ein Treibrad ist, auch noch durch den Seilzug beansprucht. Es wird, da die hiervon herrührenden Beanspruchungen gering sind, eine ganz rohe Betrachtung und Spannungsberechnung genügen: Der ungünstigste Fall dürfte bei sechs Armen der sein, daß zwei Arme in die Hauptkraftrichtung fallen. Der eine dieser beiden Arme wird hierbei auf Druck, der andere auf Zug beansprucht. Die Druckspannung kann außer acht gelassen werden, weil sie nur die viel stärkeren anderweitigen Zugbeanspruchungen vermindert.

Die seitlichen Arme üben wegen der starken Neigung und wegen der Formänderungsmöglichkeit des Kranzes mit ihren Zugkräften und Druckkräften nur eine geringe Tragwirkung aus. Die Biegungsmomente in den seitlichen Armen und ihr Anteil an der Tragwirkung können deshalb nicht groß sein, weil die Druck- und Zugsteifigkeit der in die Hauptkraftrichtung fallenden Arme eine starke Deformation nicht zuläßt. Einen gewissen kleinen Anteil werden aber auch die seitlich von der Hauptkraftrichtung stehenden Arme an der Aufnahme der Kräfte haben. Es ist also die Annahme, daß nur zwei Arme an der Aufnahme der Kräfte beteiligt sind, ungünstiger als die Wirklichkeit.

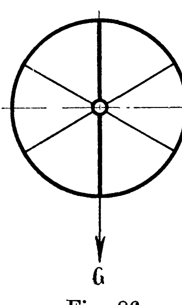


Fig. 86.

211. Wenn vom Seilzug abgesehen wird oder zunächst der Fall behandelt wird, daß das Schwungrad nur als Schwungrad und nicht gleichzeitig als Treibrad dient, so hat jeder der beiden tragenden Arme das halbe Gewicht des Kranzes und eines Teiles der Arme aufzunehmen. Der Kranz wiegt (nach Art. 170) 2432,5 kg, das ganze Rad 3527 kg; das von den Armen zu tragende Gewicht werde gleich 3000 kg geschätzt, so daß auf jeden der beiden Arme eine Zug- oder Druckkraft von 1500 kg komme, welche in dem nach unten gerichteten Arm an der Wurzel in dem Querschnitt von 137 cm² eine Zugspannung von 10,9 kg erzeugt (Fig. 86).

212. Wenn noch der Seilzug hinzukommt, der für die vorliegende Rechnung gleich dem 4fachen der zu übertragenden Kraft (vgl. Art. 173) gesetzt werden möge, so wird man wieder sehr sicher gehen, wenn man die Resultierende aus Radgewicht G und Seilzug Z für die Berechnung der Armbeanspruchung zugrunde legt; denn die Seilkräfte beanspruchen fast nur die Arme des umspannten Bogens, und zwar auf Druck. Die Beanspruchung auf Druck kommt aber aus dem in Art. 210 angegebenen Grunde nicht in Betracht. Auf dem nicht umspannten Bogen können die Seilkräfte nur kleine sekundäre Zugspannungen durch Kranzdeformationen hervorbringen. Wenn man trotzdem statt G für das Seilschwungrad die Resultierende R (Fig. 87) einführt, so kommt man mit der in der Skizze angenommenen mittleren Richtung des Seilzuges auf eine Zugspannung von 16 kg/cm².

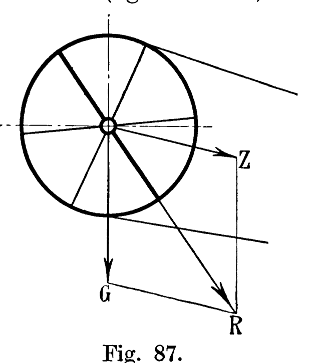


Fig. 87.

213. Die an der Armwurzel auftretenden sich addierenden Zugspannungen sind also:

die von der Fliehkraft des Kranzes herrührende.	= 73	kg/cm²
die von der Fliehkraft des betreffenden Armes herrührende	= 8,6	,,
die von dem Radgewicht und dem Seilzug herrührende	= 16,0	,,
	97,6	kg/cm²
hierzu kommt die Biegungsbeanspruchung mit .	75,4	,,
so daß die Gesamtspannung	173,0	kg/cm²

beträgt.

Für einen bei einem auftretenden Bruch so gefährlich werdenden Maschinenteil, wie es ein Schwungrad ist, wird man mit der Beanspruchung nicht gerne über 150 kg/cm² gehen. Da jedoch die Annahmen über die Aufnahme der Fliehkräfte für die Armbeanspruchung viel zu ungünstig sind (wie noch gezeigt werden wird), auch das durch den ungelenkigen Anschluß der Arme an den Kranz bedingte äußere Einspannungsmoment außer acht gelassen wurde, kann man bei der vorstehenden Rechnungsweise unbedenklich bis zu 200 kg/cm² im ganzen gehen und damit die gewählten Abmessungen als passend beibehalten.

214. Das an den Kranz anschließende Ende der Arme wird in ähnlicher Weise beansprucht wie die Wurzel. Die Beanspruchung durch die Fliehkraft der Arme selbst kommt in Fortfall. Mit der gleich ungünstigen Annahme über die Aufnahme der Kranzfliehkräfte wie vorher wird bei dem vorläufig gewählten Querschnitt Fig. 85

die Zugbeanspruchung durch dieselben (nach Art. 208)	105,26	kg/cm²
die Zugbeanspruchung durch Radgewicht und Seilzug	23,00	,,
zusammen	128,26	kg/cm²

Die Biegungsmomente am äußeren Armende werden von der Biegungssteifigkeit des Kranzes und von der Steifigkeit des Anschlusses abhängen. Je elastischer der Anschluß ist, desto kleiner wird das Einspannungsmoment sein, desto geringer wird die Beanspruchung des äußeren Arm-

endes auf Biegung sein, desto mehr werden sich aber die Bedingungen dem für die Beanspruchung der Armwurzel an der Nabe weniger vorteilhaften, in Art. 205 vorausgesetzten Zustand nähern.

Das hier gewählte Kranzprofil ist zwar wegen der Wangen W (Fig. 88) als Ganzes ziemlich steif, jedoch ist der Anschluß der Arme an die Wangen durch die Platten V, welche nachgeben werden, einigermaßen elastisch. Die Biegungsbeanspruchung des äußeren Armendes wird daher wahrscheinlich geringer sein als die des Armes an der Wurzel.

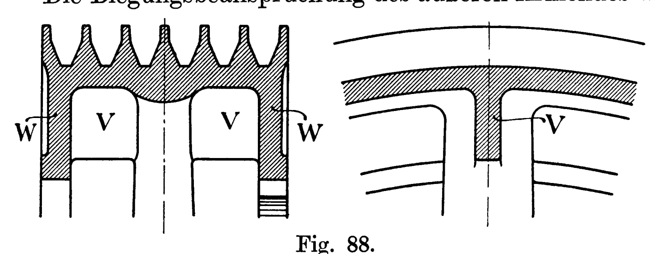


Fig. 88.

Wenn der Kranz und der Anschluß sehr steif sind, wie das bei reinen Massenschwungrädern der Fall ist, empfiehlt es sich, die Arme nach außen hin weniger stark zu verjüngen und den äußeren Querschnitt etwas stärker zu wählen.

Es sei daher für die erste Wahl des äußeren Armquerschnittes solcher Räder an Stelle der Formel 21 für Räder bis zu 25 m Geschwindigkeit empfohlen:

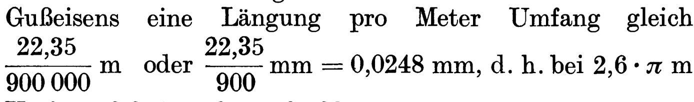
$$f_a = 0{,}2\ \text{cm}\ D + 0{,}8\,\frac{F_k}{m} \qquad (22)$$

bei einer Vergrößerung der linearen Maße nach der Nabe zu auf nur das 1,1 fache.

Vielfach erhalten die Arme statt des elliptischen Querschnittes einen gedrungenen I-Querschnitt, um bei mäßigem Querschnitt die Biegungsbeanspruchungen besser aufzunehmen.

215. Um sich über den Anteil der tangentialen Ringspannungen an der Aufnahme der Fliehkräfte ein Bild zu machen, ohne eine vollständige Nachrechnung des Schwungrades als statisch unbestimmtes System durchzuführen, werde die nachfolgende Betrachtung angestellt:

Der freie Ring erfährt durch die Beanspruchung von 22,35 kg/cm² (Art. 177) bei einem zu 900 000 angenommenen Elastizitätsmodul des Gußeisens eine Längung pro Meter Umfang gleich



$\frac{22{,}35}{900\,000}$ m oder $\frac{22{,}35}{900}$ mm $= 0{,}0248$ mm, d. h. bei $2{,}6 \cdot \pi$ m Umfang $0{,}0248\ 2{,}6\,\pi = 0{,}202$ mm.

Der Radius vergrößert sich durch die elastische Erweiterung des frei gedachten Ringes um $0{,}0248 \cdot 1{,}3 = 0{,}0322$ mm.

Fig. 89.

Ein unendlich dünner Arm, welcher der freien Dehnung des Ringes keinen Widerstand entgegensetzt, würde (wenn man die Länge des Armes wegen der Starrheit der Nabe nach Fig. 89 gleich 1,05 m setzt) eine Streckung von $\frac{0{,}0322}{1{,}05} = 0{,}0307$ mm pro Meter erfahren und damit eine Zugbeanspruchung von nur $0{,}0307 \cdot 900 = 27{,}6$ kg pro Quadratzentimeter erhalten.

Das gleiche Resultat hätte man übrigens auch unmittelbar aus der Erwägung finden können, daß pro Längeneinheit die radiale Vergrößerung gleich der des Umfanges ist und daß die radiale Gesamtdehnung von der

Armlänge l, welche kürzer ist wie der Radius, hergegeben werden muß. Demgemäß wird die Zugspannung unendlich dünner Arme sein

$$= 22{,}35 \, \frac{S}{l} = 22{,}35 \cdot \frac{1{,}30}{1{,}05} = 27{,}6 \text{ kg/cm}^2.$$

216. Denkt man sich jetzt den Querschnitt der Arme allmählich vergrößert, so werden die Spannungen pro Quadratzentimeter zunächst ziemlich unverändert bleiben, weil die kleinen Armquerschnitte den Ring an seinem Dehnungsbestreben nur wenig hindern, so daß die Spannungen aus der Dehnungsgleichung, welche den Querschnitt nicht enthält, näherungsweise berechnet werden dürfen. Je größer dann aber der Querschnitt des Armes angenommen wird, desto mehr hält der Arm den Ring davon ab, sich radial so zu dehnen, wie er es unter dem Einfluß der Fliehkräfte und der tangentialen Ringspannungen allein tun würde.

Die Dehnung der Arme ist also pro Meter Armlänge kleiner als 0,0307 mm und damit sind auch die Spannungen kleiner als 27,6 kg/cm².

217. Man erkennt, daß die oben gemachte und der meist üblichen Rechnungsweise entsprechende Sicherheitsannahme, nach welcher die Ringspannungen bei der Berechnung der Arme auf Zug außer acht gelassen werden, sich sehr weit von der Wirklichkeit entfernt, indem sich oben eine Zugbeanspruchung von 73 kg/cm² ergab, während sie nach vorstehender Betrachtung kleiner als 27,6 kg/cm² sein muß.

Führt man diesen letzteren Wert statt 73 kg/cm² ein, so kommt man bei der Summation der Spannungen in Art. 213 auf 127,6 kg/cm². Hervorzuheben ist noch, daß die einfache Summation der von den Kranzfliehkräften herrührenden Spannungen zu den von den Armfliehkräften herrührenden nicht korrekt ist und rechnungsmäßig größere Spannungen ergibt, als tatsächlich auftreten. Statt $27{,}6 + 8{,}6 = 36{,}2$ wird unter gleichzeitiger Berücksichtigung des in Art. 216 Gesagten schätzungsweise etwa zu setzen sein $0{,}9 \cdot 27{,}6 + 4 = \backsim 29$ kg/cm².

218. Die Berechnung der in den Armen auftretenden Zugspannungen unter Berücksichtigung der Ringspannungen bietet übrigens, wenn man die Fliehkraft der Arme selbst und die Veränderung der Kreisform des Ringes außer acht läßt, keine Schwierigkeiten. Durch Gleichsetzung der radialen Dehnung der Arme und des Kranzes wird man auf folgende Gleichung geführt[1]):

$$\sigma_a = \sigma_0 \, \frac{1}{\beta + 0{,}159 \cdot \alpha}, \quad \text{worin} \quad \beta \equiv \frac{l}{S} \frac{E_1}{E_2} \text{ ist} \tag{23}$$

und σ_a die Zugspannung in dem mittleren Armquerschnitt bedeutet, σ_0 die Spannung des frei gedachten Ringes (im vorliegenden Falle gleich 22,35 kg/cm²), l die (zur Berücksichtigung einer gewissen kleinen Nebenelastizität etwas reichlich abzugreifende) Armlänge (Fig. 89), S den Radius des Schwerpunktkreises des Kranzes, E_1 den Elastizitätsmodul des Kranzmaterials, E_2 den des Armmaterials, in der Regel $E_1 = E_2$, α das Verhältnis des mittleren Gesamtquerschnittes aller Arme zum Kranzquerschnitt[2]).

[1]) Die Formel setzt voraus, daß das Rad im ruhenden Zustande spannungslos ist. Man kann durch Montagespannungen (welche bei Zusammensetzung des Rades aus mehreren Teilen erzeugt werden können) im Betriebe jede gewollte Spannungsverteilung erzielen.

[2]) Wenn die Arme nach außen zu verjüngt sind, ist der mittlere Armquerschnitt einzuführen, auf den auch die Spannung σ_a zu beziehen ist.

219. Im vorliegenden Falle ist der mittlere Armquerschnitt gleich $\frac{1}{2}$ (137 + 95) = 116 cm², der Querschnitt von sechs Armen somit gleich 696 cm² und das Verhältnis zu dem Kranzquerschnitt von 425,4 cm² $\alpha = 1{,}636$. Mit $\beta = 0{,}80$ wird $\sigma_a = 0{,}943\ \sigma_0$, d. h. im vorliegenden Falle, da σ_0 nach Art. 179 gleich 22,35 ist, $\sigma_a = 0{,}943 \cdot 22{,}35 = 21{,}08$ kg/cm², während die Rechnung nach Art. 208 u. 209 ergab 105,26 bzw. 73 kg/cm², also für den mittleren Armquerschnitt 89,13 kg pro Quadratzentimeter.

Bei praktischen Ausführungen liegt α in der Regel zwischen 1,2 und 2,2, womit sich bei einem mittleren β von 0,8 ergibt

$$\sigma_a = (1{,}01 \text{ bis } 0{,}87)\ \sigma_0.$$

Im vorliegenden Falle ist die tatsächliche Zugspannung der Arme noch nicht $^1/_4$ derjenigen Spannung, welche sich bei Außerachtlassung der radialen Tragwirkung der tangentialen Ringspannungen ergibt.

220. Obwohl hiernach die Annahme, daß die Arme allein die Fliehkräfte des Kranzes aufzunehmen haben, nicht einmal ganz roh die tatsächlichen Verhältnisse wiedergibt, wird doch meist mit dieser Annahme gerechnet und eine Zugbeanspruchung von 160 kg/cm² im kleinsten Armquerschnitt zugelassen. Die Biegungsbeanspruchungen, welche fast stets bedeutend größer sind als die korrekt gerechneten Zugbeanspruchungen, werden dabei außer acht gelassen.

Für schnell laufende Räder von Verbrennungsmotoren liefert das Rechnungsverfahren mit der angegebenen Zugbeanspruchung für die Vorwahl der Armquerschnitte ganz brauchbare Verhältnisse.

221. Nachdem alle Schwungradmaße feststehen, kann nun eine genauere Ausrechnung des Trägheitsmomentes und des Gewichtes aus den tatsächlichen Abmessungen stattfinden und nachgeprüft werden, wie weit die im Anhang 9 gegebenen Anhaltspunkte über die Verteilung der Massen für den besonderen Fall zutreffen. Bei erheblichen Abweichungen wird man, wenn Wert auf die genaue Innehaltung des vorgeschriebenen oder gewählten Gleichförmigkeitsgrades zu legen ist, Korrekturen anbringen. Hier mag diese Nachrechnung unterbleiben und auch für die nachfolgende Berechnung der Kurbelwelle das mit einer Verhältniszahl zum Kranzgewicht in Beziehung gebrachte Gesamtgewicht des Schwungrades von 3527 kg (Art. 170) zugrunde gelegt werden.

Kurbelwelle.

(Fortsetzung.)

222. Es kann nun, nachdem das Schwungradgewicht festliegt, anschließend an Art. 122 die Kurbelwelle weiter berechnet werden.

Zunächst werde der Stirnzapfen am Wellenende berechnet, welcher in dem Außenlager läuft. Er wird belastet durch den von der Triebwerkskraft herrührenden Auflagerdruck, den auf das Außenlager entfallenden Anteil des Schwungradgewichtes und des Seilzuges.

Hält man vorläufig an dem der Berechnung des Wellenhalses zugrunde gelegten Lagerabstand (Art. 117, Fig. 61) mit $b/c = 1{,}25$ entsprechend $a/c = \frac{1}{4}$ fest, so kommen von der Triebwerkskraft von 9400 kg auf das Außenlager $\frac{1}{4} \cdot 9400 = 2350$ kg.

Für die Belastung durch Seilzug und Schwungradgewicht ist die Richtung des Seilzuges und die Lage des Schwungradsitzes auf der Welle maßgebend. Man wird für den Seilzug im allgemeinen nicht die in dem be-

sonderen Falle anzunehmende (vielleicht schräg nach oben oder nach verschiedenen Höhen gerichtete) Neigung zugrunde legen, sondern einen ungünstigen, aber leicht vorkommenden Fall. Ein sehr ungünstiger Fall wäre der, daß der Seilzug mit der Gewichtsbelastung zusammenfällt. Nach unten gehende Seile kommen aber nicht oder doch nur ganz ausnahmsweise vor. Es möge als verhältnismäßig ungünstig eine mäßige Neigung nach unten gleich der größten Pleuelstangenneigung angenommen werden; dann fallen die von der Triebwerkskraft und vom Seilzug herrührenden Auflagerkräfte zusammen.

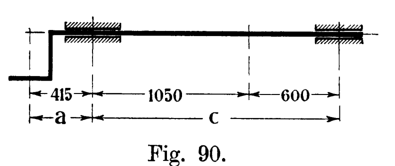


Fig. 90.

Der Seilzug werde wegen des beim Auflegen der Seile stets angewendeten Übermaßes an Spannung gleich dem 4fachen der zu übertragenden Kraft[1]) gesetzt.

223. Bei einseitigen Stirnkurbelwellen rückt man das Schwungrad nahe an das Außenlager heran, um das schon durch die Triebwerkskräfte stark belastete Hauptlager von der Belastung durch das Schwungradgewicht und den Seilzug möglichst frei zu halten, ferner um für die Bedienung der Innenseite der Maschine, auf welcher die Steuerung liegt, Platz zu gewinnen, was besonders bei rückwärts laufenden Seilen zu beachten ist und oft noch eine Vergrößerung des Maßes c (Fig. 90) über das sonst übliche Maß notwendig macht. Hier möge vorläufig ein Abstand der Schwungradmitte von der Lagermitte von 600 mm angenommen werden.

Dann wird die auf das Außenlager kommende Komponente des Seilzuges mit den Maßen der Fig. 91 unter Berücksichtigung von Art. 174

$$4 \cdot 646 \frac{1050}{1050 + 600} = \backsim 1650 \text{ kg}$$

und die des Schwungradgewichtes bei einem Gewicht von 3527 kg (vgl. S. 73)

$$3527 \frac{1050}{1050 + 600} = \backsim 2243 \text{ kg}.$$

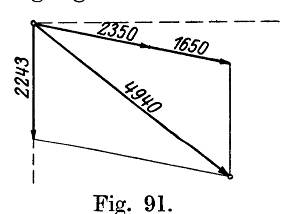


Fig. 91.

Die graphische Zusammensetzung dieser Kräfte mit der vom Triebwerk herrührenden Auflagerkraft ergibt nach Fig. 91 eine Belastung des Außenlagers von 4940 kg.

224. Außenlager dürfen, weil bei ihnen wegen des fehlenden Druckwechsels die Pumpwirkung für das Schmieröl ausbleibt und die einseitige Anlage des Zapfens die Wärmeentwickelung auf eine Lagerschale konzentriert, nicht so stark pro Quadratzentimeter belastet werden wie die Lager

[1]) Eine Spannkraft von dem 2- bis 3fachen der zu übertragenden Kraft, in beiden Seilsträngen zusammengenommen, würde bei der üblichen Keilform der Seilrillen genügen, wenn alle Seile gleichmäßige Spannung hätten und behielten. Wegen der Längung, welche die Seile im Betriebe erfahren, müssen sie mit größerer Spannung aufgelegt werden. Nicht selten erreicht die anfängliche Zugkraft beider Seilstränge zusammen kurz nach dem Auflegen das 6fache der zu übertragenden Kraft und übersteigt selbst diesen Wert zuweilen noch. Dem Verfasser ist ein Fall bekannt, in welchem ein für normale Verhältnisse ausreichend schwer bemessenes Fundament eines Seilscheibenlagers beim Auflegen der Seile aufkippte.

des Kurbelgetriebes. Setzt man die Zapfenlänge nach Bach (vgl. auch Anhang 6)

$$l = \frac{P\,n}{w}$$

und wählt w nur gleich 20 000, so wird

$$l = \frac{4940 \cdot 130}{20\,000} = \backsim 32 \text{ cm}.$$

Der Zapfendurchmesser ergibt sich mit $k_b = 400$ kg/cm² aus

$$\frac{\pi}{32}\, d^3\, 400 = 4940 \cdot 16; \qquad d = 12{,}6.$$

Gewählt werde, damit die Zapfenstärke in keinem gar zu großen Mißverhältnis zum Wellendurchmesser steht, $d = 16$.

225. Das Biegungsmoment der Welle im Schwungradsitz ist gleich 4940 · 60 = 296 400 kgcm. Das vom Schwungrad aus nach dem Außenlager hin gelegene Wellenstück ist nur auf Biegung, das nach dem Hauptlager hin gelegene auch noch auf Verdrehung mit einem Moment von 9400 · 30 = 282 000 kgcm beansprucht. Es folgt hieraus ein ideelles biegendes Moment (vgl. Anhang 2, Art. 6 bis 12)

$$M_{bi} = 0{,}35 \cdot 296\,400 + 0{,}65\,\sqrt{296\,400^2 + 282\,000^2} = 370\,000 \text{ kgcm}.$$

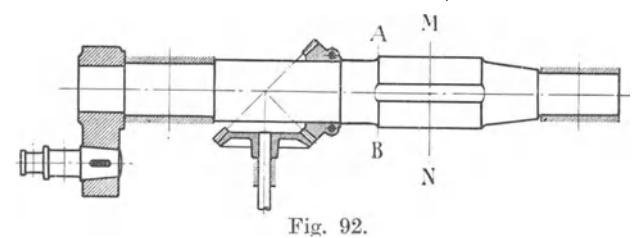


Fig. 92.

Berechnet man hieraus zunächst ohne Rücksicht auf den Bachschen Koeffizienten α_0, welcher den kombinierten Schwankungsgrad berücksichtigt, den Durchmesser mit einer dem ungünstigsten Belastungsfall c für Biegung entsprechenden Beanspruchung (Flußstahl 400 bis 600) etwa mit 500 kg, so ergibt sich die Wellenstärke aus der Gleichung

$$\frac{\pi}{32}\, d^3\, 500 = 370\,000, \qquad d = 19{,}6 \text{ cm}.$$

226. Diese geringe Wellenstärke, welche aus den im vorliegenden Falle besonders günstigen Lagerungsbedingungen folgt, ist für die drehfeste Anbringung des Schwungrades ganz unzulänglich und genügt voraussichtlich auch nicht den Anforderungen bezüglich der Kleinheit der Durchbiegung. Es werde daher der Durchmesser im Schwungradsitz frei nach anderen Konstruktionsrücksichten gewählt und die Wellenform entsprechend entworfen. Die Welle werde neben dem Hauptlager gegenüber dem Halszapfen um die doppelte Bundhöhe verstärkt, welche, um eine ausreichende Anlauffläche zu erhalten, in üblicher Weise gewählt werde gleich $\frac{1}{15}\, d + 5$ mm $= \frac{1}{15} \cdot 210 + 5 = 19$ mm. Mit der Stärke von 210 + 2 · 19 = 248 mm werde die Welle zylindrisch, mit einem kleinen Absatz von 1 mm für die Anlage des Steuerungszahnrades, also schließlich mit einer Stärke von 248 + 2 · 1 = 250 mm bis an den Schwungradsitz geführt (Fig. 92).

Für den Schwungradsitz werde die Welle abermals verstärkt, um die Keilnute frei auslaufen zu lassen. Die Keiltabelle (Anhang 4) ergibt für

einen Wellendurchmesser von 280 mm eine Einlassungstiefe des Keils von 14 mm. Überhöht man den Schwungradsitz um $14 + 4 = 18$ mm, so kommt man auf eine Wellenstärke von $250 + 2 \cdot 18 = 286$ mm.

Bei dieser Wellenstärke tritt bei Außerachtlassung der Schwächung durch die Keilnute eine ideelle Biegungsbeanspruchung von nur 161 kg/cm² auf.

Für den Schnitt $A\,B$ mit dem Wellendurchmesser von 250 mm erübrigt sich bei der voraussichtlich sehr niedrigen Spannung die Aufstellung der Biegungsmomente. Man findet für einen gedachten Wellendurchmesser von 250 mm in der Mitte des Schwungradsitzes $\sigma_{bi} = 242$ kg/cm². Da im Schnitte $A\,B$ das Biegungsmoment geringer ist als im Schnitt $M\,N$, wird auch die Spannung kleiner sein als 242 und damit weit unter dem zulässigen Werte bleiben.

227. Es wurde oben davon abgesehen, den Bachschen Faktor α_0 zu berücksichtigen; er hätte, da die Verdrehungsmomente nicht die gleichgroßen Schwankungen aufweisen wie die Biegungsmomente, auf einen noch kleineren Wellendurchmesser geführt, als oben gefunden wurde, wo der volle Schwankungsgrad der Biegungsmomente eingeführt wurde.

Um aber den Rechnungsgang mit α_0 zu erläutern für Fälle, in denen nicht wie hier andere Formgebungsrücksichten vorwalten, werde die Rechnung unter Benutzung von Anhang 2, Art. 6 bis 12 durchgeführt.

Die Biegungsmomente durch Gewichtswirkung weisen danach den Schwankungsgrad c auf, die Drehmomente bei doppelt wirkenden Maschinen den Schwankungsgrad b mit einer kleinen Abweichung nach c hin. Versieht man die Belastungsfälle a, b, c bzw. mit den Faktoren der zulässigen Beanspruchungen 3, 2, 1, so gilt für k_b der Faktor 1, für k_d ein Faktor etwas kleiner als 2, da die Verdrehungsspannung die Null etwas unterschreitet, also etwa 1,8, und es wird α

$$\alpha_0 = \frac{1}{1{,}8} = 0{,}556,$$

und es wird, wenn man das ideelle Biegungsmoment, welches den kombinierten Schwankungsgrad berücksichtigt, mit einem ′ versieht:

$$M'_{bi} = 0{,}35 \cdot 296\,400 + 0{,}65\,\sqrt{296\,400^2 + (0{,}556 \cdot 282\,000)^2} = 322\,000 \text{ kgcm}$$

statt 370 000 kgcm. Für die Berechnung von d ist die zulässige Beanspruchung für Biegung bei dem für Biegung obwaltenden Belastungsfalle (hier also c) einzusetzen und nach Maßgabe der Eigenschaften das Material innerhalb der üblichen Grenzen zu wählen. Diese Wahl kann bei der vorstehenden Form der Ermittlung von α_0 nach der Berechnung von M'_{bi} wählen (im Gegensatz zu dem sonst üblichen Verfahren mit der Gleichung 5 des Anhanges), was bei Änderung der Entschließungen über die Höhe der zu wählenden zulässigen Beanspruchung bequem ist.

228. Eine reichliche Stärke der Welle im Schwungradsitz, wie sie oben gewählt wurde, empfiehlt sich allgemein aus folgenden Gründen: Die Keilnute braucht nur so lang zu sein, wie der verstärkte Wellenteil. Die Drehmomente werden von der Welle auf das Schwungrad und umgekehrt besser übertragen, weil der Übertragungsarm größer ist und schließlich wird die Durchbiegung und die Durchbiegungsneigung der Zapfen infolge der Verstärkung geringer.

229. Für zweiseitige Stirnkurbelwellen mit schwerem Schwungrad in der Mitte ergibt die Festigkeitsrechnung verhältnismäßig stärkere

Dimensionen, so daß wenigstens zunächst die Bestimmung des Wellendurchmessers auf Grund einer Festigkeitsrechnung mit den üblichen zulässigen Beanspruchungen zu erfolgen hat.

Weit gelagerte Wellen müssen auf Durchbiegung und auf Durchbiegungsneigung in den Lagern durchgerechnet werden.

Über die Berechnung gekröpfter Wellen vgl. Anhang 7.

Nachdem die Wellenmaße vorläufig berechnet sind, wird man die Welle mit dem Schwungrad, den Lagern und den Fundamenten maßstäblich in großen Zügen auftragen und prüfen, ob die vorläufigen Annahmen über die Lagerentfernung und die Lage des Schwungradsitzes passend waren, und dann erst die genauere Nachrechnung vornehmen.

Dampfzylinder.

230. Der Dampfzylinder kann im einzelnen erst durchgebildet werden, wenn die Steuerung durchgearbeitet ist. Da jedoch die sonstigen Anforderungen an den Dampfzylinder in nahem Zusammenhang mit den Haupttriebwerkskräften stehen, möge er, soweit das möglich ist, schon hier behandelt werden. Beim Entwurf kann man die Artikel 230 bis 275 vorerst überschlagen oder nur überlesen und die Steuerung vorwegnehmen.

Für die **Wandstärke der Dampfzylinder** werden in der Literatur Formeln angegeben, welche den Druck nicht enthalten und nur auf die gute Herstellbarkeit, insbesondere auf die Vermeidung unzulässig großer Formänderungen beim Aufspannen auf die Werkzeugmaschinen Rücksicht nehmen. Für stehend gegossene Zylinder wird in der Regel die Formel für die Wandstärke $\delta = 0{,}02\, D + 13$ mm, für liegend gegossene $0{,}025\, D + 15$ mm angegeben.

Die Praxis geht über diese Maße oft erheblich hinaus. Wegen der anschließenden Flanschen, welche bei höheren Drucken stärker sein müssen, empfiehlt es sich, auch für die Zylinderwandstärke dem Dampfdruck einen kleinen Einfluß einzuräumen und wenigstens zwischen Hochdruckzylinder und Niederdruckzylinder zu unterscheiden und zu setzen für Überdrucke unter 4 Atm. bei stehend gegossenen Zylindern

$$\delta = 0{,}024\, D + 13 \text{ mm} \qquad (1)$$

und für Überdrucke über 4 Atm.

$$\delta = 0{,}003\, (p + 4)\, D + 13. \qquad (2)$$

Doppelwandige Zylinder (mit zwischenliegendem Dampfmantel) dürfen, besonders wenn beide Wandungen in Einem gegossen sind, schwächere Einzelwandstärken erhalten.

Die Formeln gelten für ortsfeste Maschinen; Schiffsmaschinen- und Lokomotivzylinder werden leichter konstruiert.

Zylinder- und Deckelflansch.

231. Die Flanschbreite richtet sich nach der Stärke der Schrauben, die Flanschstärke vorwiegend nach dem Abstande der Schrauben voneinander, bei schwebendem Flansch auch nach dem Abstande der Schrauben vom Dichtungsrand. Es ist zweckmäßig, für die **Wahl des Schraubenabstandes** oder der Schraubenzahl zunächst eine vorläufige Wahl der

Flanschstärke δ' (Fig. 93) zu treffen, die später nach Festlegung der übrigen Maße durch eine genauere Rechnung kontrolliert werden kann; man mag zunächst setzen

$$\delta' = (1{,}3 \text{ bis } 1{,}4)\,\delta \tag{3}$$

Jede Schraube hat gewissermaßen einen Wirkungskreis für die Dichtung; welcher wegen der Formänderungen der Flanschen um so größer ist, je stärker δ' ist und je nachgiebiger das Dichtungsmaterial ist; bei starren Dichtungen (Schleifdichtungen) ist der Schraubenabstand daher kleiner zu wählen als die nachstehende Formel angibt. Man mag den Schraubenabstand e für dichtende Flanschen mit Zwischenlage etwa setzen:

$$e \leqq 60 \sqrt{\frac{\delta' + 5}{p + 2}}\,; \tag{4}$$

darin sind e und δ' in Millimeter, p in Atmosphären einzuführen.

Fig. 93.

Für die Bedingungen der vorliegenden Aufgabe ergibt sich, unter der Voraussetzung, daß der Zylinder stehend gegossen wird, die Wandstärke mit einem Überdruck von $7 - 1 = 6$ Atm.:

$$\delta = 0{,}003\,(6 + 4)\,420 + 13 = 12{,}6 + 13 = 25{,}6 \backsim 26 \text{ mm}.$$

Die Flanschenstärke δ' wird gewählt $= 1{,}3 \cdot 26 = \backsim 34$ mm. Der Schraubenabstand e ergibt sich mit $p = 6$ und $\delta' = 34$ zu $e = 133$ mm.

232. Der **Lochkreisdurchmesser** muß zunächst geschätzt werden. Bei dem in Aussicht genommenen Einbau der Ventile in die Deckel wird er mit Rücksicht auf die Drehmöglichkeit der Mutter auf dem Zylinderflansch (Art. 240) etwas größer werden als bei der gwöhnlichen Bauart. Bei dem lichten Zylinderdurchmesser von 420 mm wird der Lochkreisdurchmesser vorläufig für die Bestimmung der Schraubenzahl = 550 mm, der Umfang also 1723 mm geschätzt, woraus sich mit einem Schraubenabstand von 133 mm die Schraubenzahl 13 ergibt. Gewählt werde eine gerade Schraubenzahl 14.

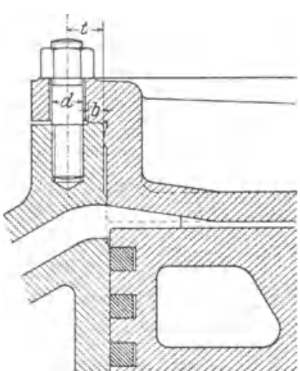


Fig. 94.

Nach genauer Feststellung des Lochkreisdurchmessers durch die Flanschenkonstruktion (vergl. Art. 238 bis 240), welche erst nach Bestimmung der Schraubenstärke ausführbar ist, wird e genauer durch Einteilung des Lochkreises in 14 Teile gefunden.

233. Es kann alsdann eine genauere Nachrechnung des Flansches, insbesondere des Deckelflansches, auf Festigkeit stattfinden. Dabei hat man zu unterscheiden den aufliegenden Flansch (Fig. 93 u. 96) und den schwebenden Flansch. Letzterer kann wieder entweder mit dem Deckel aus einem Stück bestehen (Fig. 94) oder als selbständiger Ring (zwecks Drehbarkeit des Deckels beim Einschleifen, wenn vorher eingezogene Stiftschrauben verwendet werden) (Fig. 95), ausgeführt werden. Diese letztere Anordnung ist bei Lokomotiven sehr gebräuchlich. Die Beanspruchung und die Berechnungsweise des Flanschringes ist eine ganz andere als bei dem

festanschwebenden Flansch und führt im allgemeinen auf Baustoffe höherer Festigkeit (Schmiedestahl oder Stahlformguß oder Flußeisenformguß).

Die obige Formel 4 für die Beziehung von Flanschenstärke und Schraubenabstand gilt für dichtende Flansche, für nicht dichtende Anschlußflanschen der Zylinder an das Gestell gilt das im Art. 267 Gesagte.

234. Schraubenstärke für dichtende Flansche. Obwohl genau genommen für die Dampfkräfte am Deckel die Deckelfläche bis zur Dichtung in Frage kommt, legt man meist den Durchmesser der Zylinderbohrung zugrunde und setzt voraus, daß die Vernachlässigung durch entsprechend niedrig eingesetzte Beanspruchung der Schrauben mit berücksichtigt sei.

Es ist empfehlenswert, außer mit dem Dampfdruck, abweichend von den meist üblichen Angaben, mit einem Dichtungsdruck zu rechnen, indem man dann für schwächere Drucke und für kleinere Durchmesser Werte erhält, die mit praktischen Ausführungen besser übereinstimmen als bei Zugrundelegung des Dampfdruckes allein.

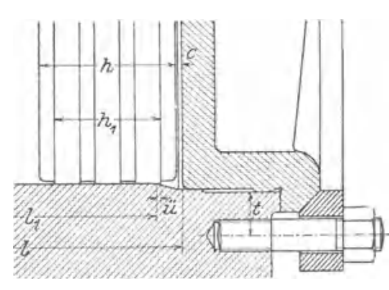


Fig. 95.

Die Zugspannung im Kern setze man: $k_z = 200$ bis 250 kg/cm², wenn ohne Dichtungsdruck gerechnet wird, 250 bis 300 kg/cm², wenn mit einem Dichtungsdruck von 1 bis 2 kg pro Millimeter Dichtungslänge gerechnet wird.

235. Der Druck auf den Deckel ist in der Aufgabe: $\frac{1}{4}\pi 42^2 \cdot (7-1) = 8300$.

Mittlerer Durchmesser des Dichtungsringes geschätzt $= 460$ mm.

$$\begin{aligned} \text{Dichtungslänge} &= \pi\, 460 = 1440, \\ \text{Dichtungsdruck} &= 1440 \cdot 1{,}5 = 2160 \text{ kg}, \\ \text{Gesamtdruck} &= 8300 + 2160 = 10\,460 \text{ kg}; \end{aligned}$$

auf 14 Schrauben verteilt, gibt pro Schraube 747 kg und mit einer Beanspruchung von 200 bis 250 kg/cm² einen Querschnitt von 3,7 bis 3,0 cm². Eine Schraube von 1″ Durchmesser hat einen Kernquerschnitt von 3,57 cm², ist also passend.

236. Nachdem die Schraubenstärke festliegt, kann man an die genauere **Gestaltung des Flansches** herangehen. Man rücke die Schrauben zur Einschränkung des Biegungshebelarmes so nahe wie möglich an den Zylinder heran und benutze hier nicht etwa die Normalflanschentabelle für Rohre.

Wenn die Mutter auf dem Deckel sitzt und dort durch nichts in der Drehung behindert ist, so können die Schrauben so dicht an den Zylinder herangesetzt werden, wie es der Einbau der Schrauben und die Rücksicht auf die Dichtungsbreite eben gestattet. Bei Durchsteckschrauben ist dieser Abstand durch das Maß *m* (Fig. 93) bestimmt, welches dem in seiner zweiflächigen Ansicht zu zeichnenden sechsseitigen Kopf oder dem in seiner einflächigen Ansicht zu zeichnenden vierseitigen Kopf noch eben (unter Beachtung der kleinen Rundung am Flanschansatz) neben dem Zylinderumfang Platz läßt. Durch diese Einschränkung des Maßes *m* wird nicht nur der Biegungsarm des Flansches verkleinert, sondern auch für die Schraube ein natürlicher Drehhalt gewonnen. In besonderen Fällen kann zur weiteren Einschränkung von *m* die Verwendung von besonders geformten Köpfen angezeigt erscheinen (Hammerkopf).

Wenn man andererseits in Ausnahmefällen gezwungen ist, die Mutter auf der Zylinderflanschseite anzuziehen, so muß m so groß sein, daß die Mutter hinter dem Zylinderflansch noch gedreht werden kann (vergl. Art. 240 und Fig. 97).

Das Maß n (Fig. 93) kann für Durchsteckschrauben etwa gesetzt werden $n \geqq d + 2$ mm. Den lichten Durchmesser d' des Durchgangsloches mag man für die Durchsteckschrauben etwa wählen gleich $1{,}08\, d + 0{,}5$ mm und ihn auf ganze Millimeter nach oben abrunden. Die Lochdurchmesser 29, 31, 37, 39, 41, 43, 47, 49, 51, 53 und weitere scheiden als ungebräuchlich aus.

237. Stiftschrauben gestatten, wenn die Muttern auf dem Deckelflansch liegen und dieser im Bereich der Mutter nicht vorspringt, die weitgehendste Einschränkung des Lochkreisdurchmessers. Die Stiftschrauben dürfen selbstverständlich nur dann weiter nach innen gerückt werden, wenn sie ausschließlich verwendet werden. Einzelne Stiftschrauben sind mit den Kopfschrauben auf denselben Schraubenkreis zu setzen.

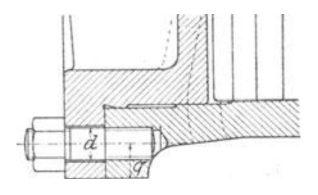


Fig. 96.

Für das Maß q (Fig. 96) ist noch die Rücksicht maßgebend, daß beim Gewindeschneiden das Material nicht ausspringt, eine Rücksicht, die bei gutem Schneidzeug für Gußeisen etwa durch die Gleichung befriedigt wird: $q \geqq d + 4$ mm.

238. Das Maß t (Fig. 95, S. 100), d. h. die Entfernung der Schraubenmitte von der Innenfläche, werde gesetzt

$$t \geqq b + 0{,}6\, d + 1 \text{ mm}, \qquad (4)$$

worin b die geforderte Dichtungsbreite oder bei Schleifdichtungen die Schleifleistenbreite ist. t darf jedoch nicht kleiner sein als das noch obigen Rücksichten bestimmte q.

Die Schleifleistenbreite mag gewählt werden

$$b = 8 \text{ mm} + 0{,}01\, D \text{ für Hochdruck und } b = 8 + 0{,}006\, D$$

für Niederdruckzylinder normaler Verbundmaschinen, worin D der Durchmesser der Zylinderbohrung ist. Bei Vorhandensein von Fabriknormalien wird man diese benutzen; bei Aufstellung eigener Normalien nach obiger Formel wird man abgerundete, angemessen abgestufte Werte von b einführen.

239. Die **Länge des** im Gußkörper steckenden **Gewindeteils der Stiftschraube** (der Stiftschraubenwurzel) sollte etwa gleich dem 1,5fachen (1,3- bis 1,7fachen) des Bolzendurchmessers sein, die Lochtiefe noch etwa um 0,2 d größer als die Länge der Wurzel. Das Hineinreichen von Stiftschraubenbohrungen in Dampfräume sollte tunlichst vermieden werden, weshalb man die Flanschen im Innern entweder durch umlaufende Ränder oder an den Schraubensitzstellen durch einzelne Putzen verstärkt.

Den Durchmesser des Durchgangsloches im Deckelflansch mag man bei Stiftschrauben ebenso groß wählen wie bei Durchsteckschrauben (Art. 236) oder auch etwas größer, um den Flansch mit den Durchgangslöchern auch bei nicht ganz genauer Stellung der Stiftschrauben leicht aufbringen zu können.

240. Wenn die Steuerorgane in die Deckel eingebaut werden, müssen die Stiftschrauben in den Deckel eingeschraubt werden (Fig. 97, vergl.

auch Art. 236). Die Mutter liegt dann hinter dem Zylinderflansch; es muß also entgegen Art. 236 noch genügend Platz vorhanden sein, um die Mutter anziehen zu können, und das Maß *m* entsprechend größer angenommen werden.

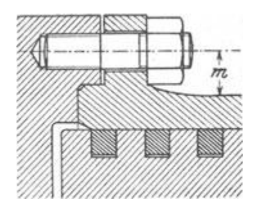


Fig. 97.

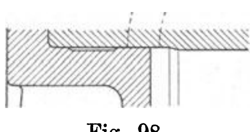
Zylinderdeckel.

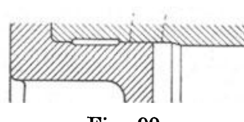
241. Der Zylinderdeckel muß, wenn die Einlaßsteuerorgane nicht in den Deckel eingebaut sind (über Einbau der Einlaßorgane in die Deckel und Abrückung der Ausmündung des Auslasses vom Zylinderende vergl. Art. 624 bis 634) stark in den Zylinder hineingezogen werden, um wegen der Hinterführung des Dampfkanals hinter den Kolben genügend Raum für die Befestigung der Deckelstiftschrauben oder das Einbringen der Deckeldurchsteckschrauben zu erhalten, vergl. Fig. 94, 96, 101. Wenn man den zylindrischen eingezogenen Teil auf der ganzen Umfläche stramm anliegen ließe, wie es zur Verhinderung des Wärmeaustauschs des sonst zwischen die Flächen tretenden Dampfes erwünscht wäre, würde der Deckel nur außerordentlich schwer ein- und ausgebracht werden können. Man läßt daher in der Regel[1]) zwischen dem zylindrischen Teil des Deckels und dem des Zylinderfortsatzes Spiel. Die früher allgemein übliche, und heute auch noch vielfach zu findende Anordnung (Fig. 93, S. 99), bei welcher nur eine Zentrierungsleiste angebracht ist und der Spielraum nach dem Zylinderinneren hin geöffnet ist, ist aus den im Anhang 18, Art. 115 bis 117, erörterten Gründen zu verwerfen; das gilt besonders von Maschinen, welche mit gesättigtem Dampf arbeiten und allgemein für Niederdruckzylinder von Verbundmaschinen.

242. Man schließt daher den Zwischenraum durch eine nach dem Dampfraum hin möglichst weit vorgeschobene Leiste ab, (Fig. 94, 95).

Hierbei hat man zu beachten, daß der Abschluß auch noch an der Stelle vorhanden sein muß, an welcher der Dampfkanal im Deckel hinter den Kolben geführt ist.

Ein dampfdichter Abschluß wird durch die zylindrische Einpassung, die auf der Einbringseite des Zylinders für den Kolben nicht stramm sein kann, nicht erreicht werden, doch wird die umlaufende Leiste einen lebhaften Verkehr des Dampfes nach dem Spielraum hin und her verhindern, zumal er sich nach und nach mit Öl, das sich auch mit der Zeit verdicken wird, füllen wird. Das deutet aber auch darauf hin, daß man den Spielraum nicht weiter machen soll, als es die Rücksichten auf leichten Ein- und Ausbau des Deckels und auf die Herstellung erfordern.


Fig. 98.


Fig. 99.

243. Die übliche Anordnung (Fig. 98 oder 99) dürfte für einen bequemen Ein- und Ausbau des Deckels nicht besonders geeignet sein. Besser scheint die Anordnung Fig. 94, 95, 96, bei welcher der Durchmesser der

[1]) Den vorderen, an das Gestell anschließenden Deckel, der später kaum wieder gelöst zu werden braucht, könnte man auch stramm, mit der ganzen Umfläche anliegend, einpassen.

zweiten Leiste kleiner ist als der der ersten, auch die Rohform des Deckels und Zylinders an der Einziehung am einfachsten ist.

Mit einem Minimum von Bearbeitungskosten und Materialzugabe des Rohgusses dürfte man bei der Ausführung nach Fig. 100 auskommen.

Das Richtigste dürfte es jedoch sein, die Dichtungsleiste selbst soweit wie möglich nach dem Zylinderinneren vorzuschieben, wie es bei Verbrennungskraftmaschinen allgemein üblich ist, bei Dampfmaschinen aber ungebräuchlich ist (Fig. 101).

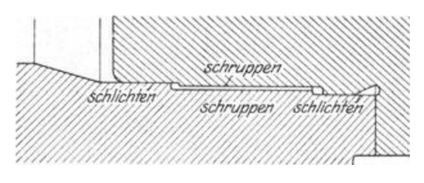
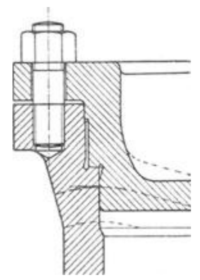


Fig. 100.

244. Die Ecke zwischen dem Deckelflansch und dem anschließenden zylindrischen Teil des Zylinderdeckels wird mit kleinem Radius auszurunden sein, wofür dann am Zylinderkörper die Kante etwas gebrochen werden muß (Fig. 102a). Das wird die Anordnung bei aufliegendem Flansch mit zwischengelegter plastischer Dichtung sein. Für Schleifdichtungen wird nach den allgemeinen Formgebungsgrundsätzen die Ecke richtiger etwas anders ausgebildet. Abnutzungsflächen und Schleifflächen sollten durch senkrecht zu ihnen stehende Flächen begrenzt werden. Das führt auf die Form Fig. 102b, oder besser auf die Form Fig. 102c. Diese letztere Form führt auf einen etwas kleineren Lochkreisdurchmesser und verlegt die Sonderbearbeitung in den Deckel allein. Die Schräge bezweckt, die Rundung für den Drehstahl zugänglich zu machen.


Fig. 101.

245. Für den **vorderen Zylinderdeckel** gelten zum Teil andere Grundsätze als für den hinteren. Die vom Zylinderdeckel zu verschließende Zylinderöffnung braucht nur an dem Zylinderende die volle Größe des Zylinderdurchmessers zu haben, auf welchem der Kolben ein- und ausgebaut werden soll. Das ist bei Dampfmaschinen stets das hintere[1]) (bei stehenden Maschinen das obere) Zylinderende.

Die Öffnung am vorderen Zylinderende darf erheblich kleiner sein als die Zylinderbohrung. Der Zylinder dürfte an diesem Ende statt des Deckels einen mit dem Zylinderkörper zusammengegossenen Boden erhalten, der nur mit der Öffnung für die Durchführung der Kolbenstange und mit der Stopfbüchse versehen ist, wenn nicht die Herstellungsrücksichten der Zylinderbohrung eine Öffnung von größerer Weite verlangten.

Bei kleinen Zylindern, insbesondere solchen von im Vergleich zum Durchmesser geringer Länge, kann die Bohrung zur Not mit freitragendem Bohrkopf oder auch durch Aufspannen des Zylinders auf die Planscheibe einer Drehbank mittels des Drehbanksupports hergestellt

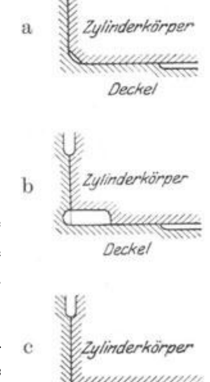


Fig. 102.

[1]) Bei Lokomotiven ist die Benennung vorne und hinten, vorderer und hinterer Zylinderdeckel die umgekehrte, weil die Lokomotivfahrtrichtung für die Benennung maßgebend ist und der sonst als hinterer Zylinderdeckel bezeichnete bei der Vorwärtsfahrt vorangeht.

werden, so daß hier die angedeutete Konstruktion mit angegossenem Zylinderboden ohne Deckel oder Einsatz möglich ist. In der Regel wird man jedoch den Zylinder auf einem Zylinderbohrwerk ausbohren, dessen Bohrspindel auf beiden Enden des Zylinders gelagert ist. Um einer Bohrspindel von hinreichender Stärke den Durchgang zu gestatten, muß eine Öffnung von hinreichender Weite am vorderen Zylinderende vorhanden sein. Die Kolbenstangenöffnung genügt nicht, und daher wird ein kleiner, die Stopfbuchse enthaltende Zylinderdeckel vorgesehen, der aber nicht den Namen Zylinderdeckel hat, sondern als eingesetzte Stopfbuchse oder als Stopfbuchseinsatz bezeichnet wird (Fig. 103).

246. Vielfach wird jedoch die Öffnung des Zylinders am vorderen Ende ebenso groß gemacht wie am hinteren und zwar einmal, um in der Verwendung der Bohrspindeln und der Zylinderbohrwerke für verschieden große Zylinder freier zu sein, dann aber auch zur Gewinnung einer Symmetrieebene wenigstens für das rohe Gußstück, um den Zylinder sowohl für Rechtsmaschinen wie für Linksmaschinen verwenden zu können. Der vordere Zylinderdeckel erhält dann in der Regel keinen Flansch, sondern wird durch den Gestellflansch gehalten. Weiteres hierüber unter Flanschenverbindung zwischen Zylinder und Gestell (Art. 261 bis 267). Hinsichtlich der strammen Einpassung des vorderen Zylinderdeckels vergleiche auch die Fußnote auf S. 102.

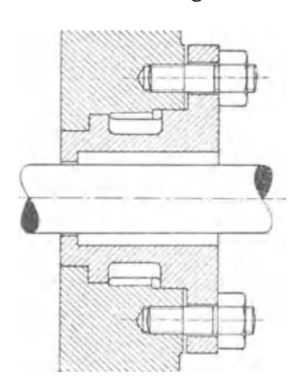


Fig. 103.

247. Stärkenberechnung des Zylinderdeckels. Bei der Berechnung der Stärke hat man, ähnlich wie beim Dampfkolben, zu unterscheiden einwandige und doppelwandige, ferner verrippte und unverrippte. Die Wandstärke einwandiger unverrippter Deckel kann nach der Formel für kreisförmige am Rande aufgelagerter Platten (Hütte 22. und 23. Aufl., Bd. I, S. 601) erfolgen. Die Einspannung wird man jedoch als nicht ganz vollständig ansehen müssen. Solche Deckel kommen nur bei ganz kleinen Maschinen vor.

248. In der Regel sind die Deckel verrippt. Wenn sie nicht geheizt sind, sind die Deckel dabei einwandig. Die Berechnung der Plattenstärke zwischen den Rippen kann, wenn die Rippen radial verlaufen, nach einem ähnlichen Verfahren erfolgen, wie es für die Plattenstärke des Dampfkolbens auf S. 23 erläutert ist.

249. Dagegen ist die Belastungsart der Rippen eine ganz andere als beim Kolben: Wenn die Zahl der Rippen gerade ist, wird man je zwei radial gegenüberliegende sich zu einer Durchmesserrippe vereinigt denken und den Belastungsfall 14 in der Hütte Bd I, S. 550 zugrunde legen. Für k_b wird man einen etwas höheren Wert einführen dürfen, als man für tatsächlich zulässig erachtet, da die vorhandene, aber nicht in Rechnung gestellte Einspannung am Rande die auftretende Höchstspannung vermindert.

Man wird die Rippen nicht in einem Punkt zusammenlaufen lassen, weil damit hohe und schwer zu übersehende Spannungen am Kreuzungspunkt auftreten, sondern wird sich gegen einen Knauf von nicht zu kleinem Durchmesser enden lassen. Wenn der Kolben eine vorstehende Mutter hat, wird das Nest für dieselbe im Deckel den Knauf bilden. Für das Widerstandsmoment der Rippen wird man, ähnlich wie das beim Kolben (Art. 58)

angenommen wurde, auch noch die nächstangrenzenden Teile der Feldplatten als mitwirkend bei der Biegungsbeanspruchung annehmen dürfen und beim doppelwandigen Deckel einen I-, bei einwandigem Deckel einen ⊥-Träger mit geringer Flanschbreite voraussetzen dürfen, vergl. auch unter Schieberkastendeckel Fig. 106. Die Rippen sind bei Deckeln übrigens nicht immer radial gestellt. Bei geheizten Deckeln können Dampfströmung oder Rücksichten auf gute Entwässerung andere Stellungen erfordern.

Andeutungen über die Berechnung des Deckelflansches vergl. Art. 233.

Zylinderlänge.

250. Die Zylinderlänge zwischen den Innenflächen der Deckel muß gleich dem Hub vermehrt um die Kolbenhöhe und die Spielräume an den Enden in den beiden Totlagen sein. Diese mag man bei bearbeiteten Endflächen je etwa nehmen $c = 0{,}002\, s + 3$ mm, so daß mit den Einschriften der Fig. 95, S. 100 wird

$$l = s + h + 2\, c.$$

Wenn der Kolben nicht eben begrenzt ist oder einwandig ist, ist unter h die in der Schubrichtung gemessene Höhe oder Wandstärke an den verschiedenen Stellen zu verstehen, Fig. 24, S. 31.

Der Deckel muß sich der Kolbenform anschmiegen, jedoch nicht peinlich, z. B. an dem Nest für die Mutter auch mit stellenweise etwas größerem Abstand in einfacheren Linien. Die Einschränkung der schädlichen Flächen ist eben oft bedeutsamer als die der schädlichen Räume (vergl. auch hierzu Fig. 24).

251. Die Lauflänge des Zylinders muß kleiner sein als $s + h_1$ (Fig. 95), damit die äußeren Ränder der äußeren Kolbenringe etwas überlaufen, um zu vermeiden, daß sich ein Grat bildet. h_1 ist dabei der Abstand der Ränder der äußeren Kolbenringe[1]). Es muß also mit den Einschriften der Fig. 95 sein

$$l_1 = s + h_1 - 2\, ü.$$

Das Überlaufen $ü$ darf nur klein sein, bei Hochdruckzylindern nur 0,5 bis 1 mm, weil sonst der eintretende Dampf die Ringe von außen zusammendrückt.

252. Nach den allgemeinen Grundsätzen der Formgebung würde die an die Lauffläche angrenzende Fläche im rechten Winkel gegen die Lauffläche stoßen, damit bei der Abnutzung die Lauflänge unverändert bleibt (Fig. 108, S. 110). Um jedoch den Kolben mit den vorspringenden, federnden Kolbenringen leichter einbringen zu können, gestaltet man den Übergang von der nicht überfahrenen Fläche zur Lauffläche des Zylinders auf der Einbringseite schräg (kegelförmig), vergl. u. a. Fig. 95, 96, 97. Für das andere Ende besteht kein Anlaß, von der Regel eines rechtwinklig scharfen Überganges abzugehen; doch wird der Gleichmäßigkeit wegen (vielleicht auch aus Unüberlegtheit) der Übergang hier ebenso gebildet wie auf der Einbringseite.

---

[1]) Der Kolbenkörper ist nicht befähigt, den Grat bei seiner Bildung fortzuwischen, da er beim Schwebekolben die Wandung überhaupt nicht, beim Schleppkolben nur auf einem Teil des Umfanges berührt.

Steuerungsgehäuse.

253. Ein wichtiger und in der Form und Beanspruchung meist recht verwickelter Teil des Zylinderkörpers ist der Anguß, in dem das Steuerorgan untergebracht ist, das Steuerungsgehäuse, bei Kolbenschiebersteuerungen das Schiebergehäuse, bei Flachschiebersteuerungen der **Schieberkasten** genannt. Oft wird auch bei Kolbenschiebern das Schiebergehäuse (wenig zutreffend) als Schieberkasten bezeichnet. Besonders die ebenen Wandungen von Schieberkästen bedürfen einer Nachrechnung auf Festigkeit und etwa erforderliche Verrippungen.

Da die vorliegende Aufgabe keine Gelegenheit zu einer solchen Rechnung bietet, soll der Schieberkasten einer gleich großen Einzylindermaschine

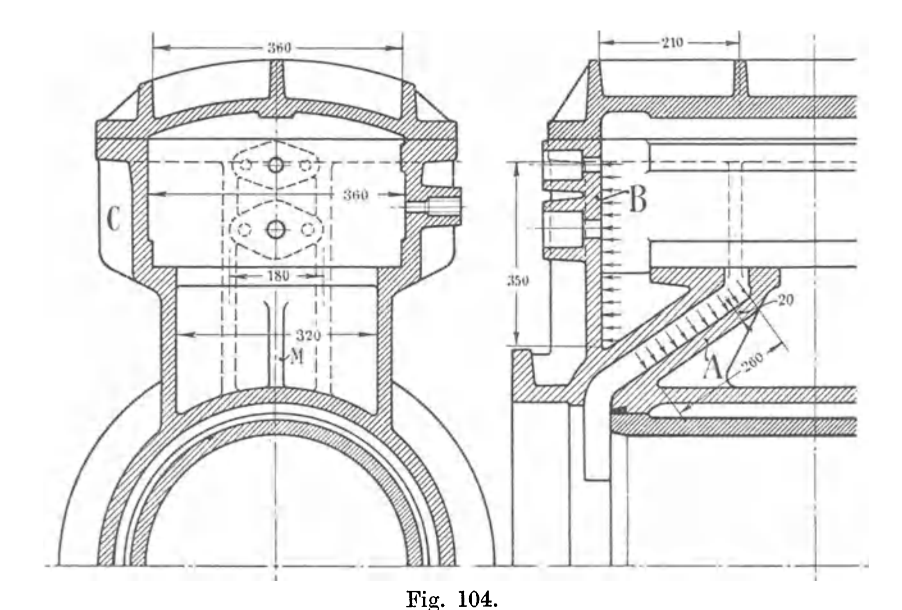


Fig. 104.

mit Ridersteuerung berechnet werden. Die Hauptabmessungen derselben seien aus den Schiebermaßen und Schieberausschlägen so gefunden, wie sie in die Fig. 104 eingetragen sind. Überdruck gegen Kondensatorspannung = 6,8 Atm. Überdruck gegen die Atmosphäre = 6,0 Atm.

254. Kanalwand A, Druck im Kanal stark pulsierend. Rechteckige Platte 260 · 320 mm; Wandstärke vorläufig angenommen $s = 20$ mm. Nimmt man in nachstehender Formel[1]) für Gußeisen und unvollkommene Einspannung $\varphi = 1$ an, so ist

$$\sigma_{\max} = 0{,}5 \cdot \varphi \frac{a^2 b^2 p}{(a^2 + b^2)\, s^2} = 0{,}5 \cdot 1{,}0 \frac{26^2 \cdot 32^2 \cdot 6{,}8}{(26^2 + 32^2) \cdot 2^2} = 346 \text{ kg/cm}^2$$

zu hoch! Bei einer Wandstärke von 25 mm vermindert sich die Spannung im Verhältnis $2^2 : 2{,}5^2$, wird also = 221; auch noch zu hoch, besonders in Anbetracht der stark pulsierenden Belastung und des großen Temperatur-

[1]) In der neueren Hütte (22. und 23. Aufl., Bd. II., S. 602, Ziffer 6) findet sich eine andere Formel, in der b die kleinere der beiden Seiten ist. Sie ergibt ziemlich den gleichen Wert.

unterschiedes auf beiden Seiten. Statt die Wandstärke noch weiter zu vergrößern, werde die Wand durch eine Rippe *M* verstärkt, welche die Wand in 2 Felder von 260 · 160 teilt. Es werde jetzt die Wandstärke berechnet und in Anbetracht der erwähnten Umstände eine Biegungsbeanspruchung k_b von nur 100 kg/cm² zugelassen. Es ist dann

$$s^2 = 0{,}5\,\varphi \frac{a^2 \cdot b^2\, p}{(a^2+b^2)\,k_b} = 0{,}5 \cdot 1{,}0 \frac{26^2 \cdot 16^2 \cdot 6{,}8}{(26^2+16^2) \cdot 100} = 6{,}31, s = \sqrt{6{,}31} = \infty 2{,}5 \text{ cm}.$$

255. Wand *B* mit unverändertem Dampfdruck belastet, zulässige Beanspruchung $k_b = 150$ kg/cm². Es werde angenommen, daß die Schwächung der Wand durch die Stopfbuchsenlöcher ausgeglichen wird durch die Stopfbuchsenkörper. Mit der gleichen Wandstärke wie die Wand *A* ergibt sich für die unversteifte Platte eine größte Biegungsspannung bei einer Fläche von 350 · 360:

$$\sigma_{\max} = 0{,}5 \cdot 1 \frac{35^2 \cdot 36^2 \cdot 6{,}0}{(35^2+36^2) \cdot 2{,}5^2} = 302 \text{ kg/cm}^2,$$

zu hoch! Bei Anbringung zweier Rippen, welche die Fläche in drei Felder, ein mittleres von 180 mm Breite und zwei Seitenfelder von je 90 mm Breite teilen, wird die Beanspruchung des mittleren mit den Flächenmaßen 350 · 180:

$$\sigma_{\max} = 0{,}5 \cdot 1 \frac{35^2\, 18^2 \cdot 6{,}0}{(35^2+18^2) \cdot 2{,}5^2} = 123 \text{ kg/cm}^2.$$

Mit einer zugelassenen Beanspruchung $k_b = 150$ kg/cm² kommt man auf eine Wandstärke von rund 2,3 cm = 23 mm.

Auch für die Wand *C* sind zwei Außenrippen anzubringen.

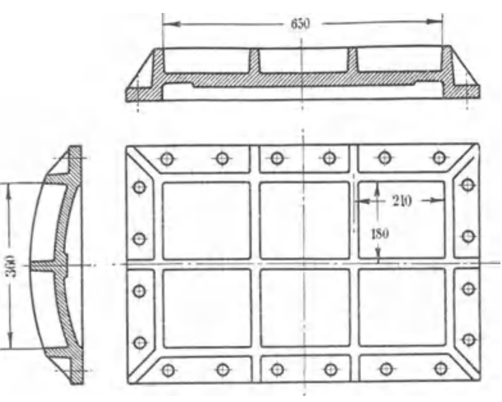


Fig. 105.

Im allgemeinen sollen zwar die Wandstärken aus Herstellungsrücksichten möglichst gleich sein; doch hängen die Schieberkastenwandungen mit den Kanalwandungen nicht so nahe zusammen, daß eine mäßige Verschiedenheit in der Wandstärke beim Guß nachteilig wirkt. Die Verschiedenheit ist ferner so gering, daß sie auch sonst unbedenklich zuzulassen ist. Im Interesse geringen Materialaufwandes mögen die errechneten Stärken, 25 mm für die Kanalwandungen, 23 mm für die Kastenwandungen, beibehalten werden.

256. Schieberkastendeckel (Fig. 105), möglichst leicht, k_b wie vorher 150 kg/cm². Eine unversteifte Platte mit den Flächenmaßen 650 · 360 ergibt bei einer Wandstärke von 25 mm:

$$\sigma_{\max} = 0{,}5 \cdot 1 \frac{65^2 \cdot 36^2 \cdot 6{,}0}{(65^2+36^2) \cdot 2{,}5^2} = 476 \text{ kg/cm}^2$$

zu hoch, daher Teilung in 6 Felder durch 2 Querrippen, Feldgröße 210 · 180:

$$s^2 = 0{,}5 \cdot 1 \frac{21^2 \cdot 18^2 \cdot 6{,}0}{(21^2+18^2) \cdot 150} = 3{,}74; \quad s = \sqrt{3{,}74} = 1{,}93 \text{ cm}.$$

Gewählt wird $s = 2$ cm = 20 mm.

Die Rippen sind als Balken zu rechnen, ähnlich wie die Balken gleichmäßig belasteter Decken eines Bauwerkes. Bei sich kreuzenden Rippen wird man sich zu entscheiden haben, welche Rippen man als Hauptträger ansehen will und welche als Zwischenträger (Wechsel in der Baukonstruktion). Im allgemeinen wird man die kürzeren Träger als Hauptträger auffassen.

Bei der Berechnung werden die zunächst angrenzenden Teile der Platte mit der Rippe zu einem T-Profil vereinigt gedacht werden dürfen (Fig. 106); man rechne b etwa $= 4\,\delta$.

257. Von großem Einfluß auf die Gestaltung der Zylinder und der Deckel ist die Frage, ob die Steuerorgane in die Deckel eingebaut sind oder in gewöhnlicher Weise in Gehäuse, welche an den Zylinderkörper angegossen sind, untergebracht sind. Ferner ist für die Gestaltung des Zylinders die Frage der Abverlegung der Auslaßmündung vom Zylinderende und die Mitbenutzung des Arbeitskolbens zur Steuerung von Bedeutung. Diese Fragen stehen in so naher Beziehung zur Steuerung, daß sie weiter hinten im Anschluß an die Besprechung und Ermittlung der Steuerung im Zusammenhang behandelt sind.

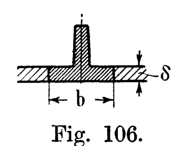


Fig. 106.

Anschlußöffnungen für den Eintritt und Austritt des Dampfes.

258. Die Querschnitte der Anschlußleitungen müssen reichlicher bemessen werden als die bezüglichen Steuerungsquerschnitte, deren Maße mit Rücksicht auf die notwendige Einschränkung der Größe der Steuerorgane und ihrer Antriebe immerhin gedrückt sind. Man benutze für die Berechnung der Anschlußquerschnitte die Formel

$$f' = \alpha \frac{c}{w} F\,, \tag{1}$$

worin w die in den Steuerungsquerschnitten zugelassene Geschwindigkeit gemäß Anhang 19, Art. 4 ist und $\alpha = 1{,}3$ bis $1{,}5$ zu setzen ist, womit dann die in den Anschlußleitungen eintretende Geschwindigkeit im Verhältnis 1 : (1,3 bis 1,5) kleiner ist als die in den vollgeöffneten Steuerungsquerschnitten.

259. Nur für den Auslaß nach dem Kondensator paßt die Regel nicht, weil der weitaus größte Teil des Dampfes in der Nähe des Hubwechsels im Ausstoß aus dem Zylinder abfließt, wobei er die kritische Geschwindigkeit d. h. über 400 m/sec. erreicht. Wenn man sich, wie üblich, auf die Ausschubgeschwindigkeit bezieht, sollte man mit w' in obiger Formel nur auf 15 bis 20 m gehen. Richtiger ist es hier sich auf die Dampfmenge zu beziehen oder, was bequemer ist, auf die Leistung. Die Beziehung auf die Leistung hat noch den Vorzug, daß weniger ökonomisch, also knapper gebaute Maschinen, auch etwas knappere Abflußquerschnitte erhalten. Man mag setzen $f_a = 1{,}6\,N_i$, worin N_i die Normalleistung in indizierten Pferdestärken f_a der Querschnitt der Austrittsöffnung in cm^2 ist. Um noch dem Rechnung zu tragen, daß die Rohrwiderstände bei kleinen Durchmessern relativ größer, der Mehrpreis etwas reichlicherer Rohrleitungen bei an sich kleinen Durchmessern unbedeutend ist, möge noch eine Konstante unter Herabsetzung der Proportionalen eingeführt werden und gesetzt werden

$$f_a = 40 \text{ qcm} + 1{,}4\,N_i\,. \tag{2}$$

Bei 210 PS_i ergibt diese Formel den gleichen Querschnitt wie $f = 1{,}6\,N_i$.

260. Bei der vorliegenden Aufgabe ist nach Art. 17 $c = 2{,}6$ und nach Art. 341 $F = 1363$; w' für den Einlaßanschluß werde gesetzt $0{,}75 \cdot 45 = 33{,}75$ m/sec

$$f_e = \frac{2{,}6}{33{,}75} 1363 = 105 \text{ cm}^2.$$

Für den Auslaßanschluß wird f mit $w' = 16$

$$f_a = \frac{2{,}6}{16} 1363 = 221{,}5\,,$$

mit der Formel 2 ergibt sich der Querschnitt des Auslaßanschlusses für $N_i = 122{,}2$

$$f_a = 40 + 1{,}4 \cdot 122{,}2 = 211 \text{ cm}^2.$$

Die Querschnitte runde man ab auf normale Rohrquerschnitte und führe die Flanschen nach der Normalflanschentabelle aus.

Für den Einlaß wird gewählt ein Anschluß mit 125 mm lichter Weite, welcher ein Querschnitt von 122 qcm entspricht; für den Auslaß ein Anschluß mit 175 mm lichter Weite, welcher ein Querschnitt von 240,5 cm² entspricht. Wenn das Rohr nach den Zylinderseiten gegabelt wird, muß jeder Arm den vollen Querschnitt erhalten, weil die Arme wechselweise durchströmt werden.

Verbindung des Zylinders mit dem Gestell.

261. In den weitaus meisten Fällen wird der Zylinder an seiner vorderen Stirnfläche vom Gestell mit einem gedrehten Flansch gefaßt (vgl. hierüber und über Abweichungen von diesem Grundsatz Führer S. 1221 bis 1226 und 1232 bis 1233) der Gestellflansch muß gegen den Zylinderflansch natürlich zentriert sein.

Wenn der Zylinder statt des vorderen Zylinderdeckels einen Boden mit Stopfbuchseinsatz hat (Art. 245), ist die Verbindung einfach und bedarf keiner besonderen Erörterung, da sie unabhängig von dem vorderen Zylinderabschluß ist (vgl. z. B. Führer, Fig. 1250 und 1253, S. 1224 und 1225).

262. Wenn der Zylinder jedoch mit einem großen vorderen Zylinderdeckel versehen ist, muß die Gestellanschlußverbindung mit der Abdichtung und Verschraubung des Zylinderdeckels vereinigt werden. Das Nächstliegende ist, den Deckelflansch zwischen den Zylinderflansch und Gestellflansch zu legen und die Schrauben durch alle drei Flanschen gehen zu lassen. Diese immer noch zuweilen ausgeführte Verbindung (vgl. Führer, Fig. 1251, S. 1224) ist jedoch nicht zu empfehlen, weil bei Anwendung plastischer Dichtungsmittel ein Zusammenfallen der Achsrichtungen des Zylinders und Gestells nicht gesichert ist, auch die Dichtung die oft erheblichen Biegungsmomente in der Flanschenverbindung mit aufzunehmen hat.

263. Richtiger ist es dem Zylinderdeckel überhaupt keinen eigentlichen Flansch zu geben und den Gestellflansch auf den Rand des Zylinderdeckels drücken zu lassen. Hierbei kommen zwei Anordnungen in Frage, die in ihrer Wirkung grundsätzlich voneinander verschieden sind: die erste, nach Fig. 107, mit geschliffener Dichtungsleiste, deren Ebene senkrecht zur Zylinderachse steht, entspricht offenbar der Konstruktion Fig. 95, S. 100 mit selbständigem, schwebendem Flanschring, der durch den Gestellflansch gebildet wird. Die Dampfkräfte und Dichtungskräfte sind hier,

wie bei allen bisher besprochenen Konstruktionen axial gerichtet. Biegungsmomente zwischen Zylinder und Gestell (Art. 269) belasten und entlasten auch hier die Dichtung stellenweise, wie bei dem zwischen Zylinderflansch und Gestellflansch eingeklemmten ganz aufliegenden Deckelflansch, doch tritt hier wegen der Starrheit der Dichtung nicht die Gefahr der

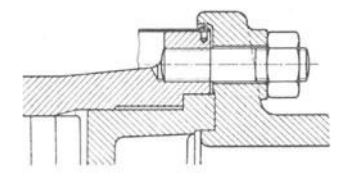


Fig. 107.

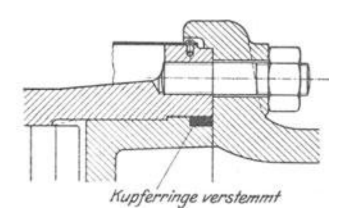


Fig. 108.

Winkelabweichung von Gestell und Zylinder ein. Die Wirkung der Biegungsmomente auf die Dichtung ist bei kleinen Zylindern, bei fliegender Anordnung des Zylinders und bei stehenden Maschinen belanglos.

264. Bei der zweiten Konstruktion (Fig. 108) ist die Dichtung frei von den Wirkungen selbst starker Biegungsmomente, wie sie besonders beim Bajonettgestell mit festgelegtem oder geführten Zylinder (Fig. 110, S. 111) auftreten. Der Deckel wird bei der Konstruktion Fig. 108 durch einen eingestemmten Kupferring gedichtet. Der Dichtungsdruck ist hier nach dem Verstemmen radial gerichtet, steht also senkrecht zu den Deckelkräften durch Dampfdruck, Schrauben und Biegungsmomente bleiben also von ihnen unberührt. Der Deckel erhält nur einen schmalen Absatz, um ihn axial festzulegen und bei Zylindern mit zeitweisem Unterdruck zu verhindern, daß der Deckel von Luftdruck in den Zylinder hineingedrückt wird. Um zu verhindern, daß die schmale Ringfläche größere Kräfte durch die Flanschverbindung erhält und um andererseits ein sattes Aufliegen des Gestellflansches auf dem Rand des Deckels zu sichern wird nach dem Verstemmen der Zylinderflansch, der Deckelrand und der Dichtungsring gemeinsam überdreht.

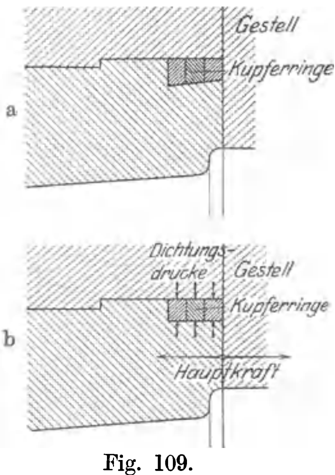


Fig. 109.

265. Die Nute für den Dichtungsring erhält meist Schwalbenschwanzform (Fig. 109a), in Anlehnung an ähnliche Dichtungen bei Zylinderbuchsen für Dampfmäntel oder bei Kernlochverschlüssen (Führer Fig. 1335). Es ist aber einleuchtend, daß diese Form hier keinen Zweck hat, da der Dichtungsring auf andere Weise am Herausgehen gehindert wird und die Schwalbenschwanzform nur das Verstemmen wegen der Notwendigkeit schmale Ringe einzubringen, erschwert. Das rechteckige Profil Fig. 109b ist vorzuziehen. Die Verbindung Fig. 108 ist als eine unlösbare Verbindung anzusehen d. h. als eine Verbindung, die zu ihrer Lösung die Mittel einer größeren Werkstatt erfordert und von dem Maschinisten im allgemeinen nicht vorgenommen werden kann. Dazu liegt ja aber auch beim vorderen Zylinderdeckel kein Bedürfnis vor. Die Anwendung eines besonderen

vorderen Deckels ist durch Fertigungsrücksichten, nicht durch Betriebsrücksichten begründet.

266. Ähnliches wie von der Flanschverbindung zwischen Zylinder und Kurbelgestell gilt von den Flanschverbindungen der Zwischenstücke (Laternen) hintereinander liegender Zylinder von Tandemmaschinen oder hintereinander liegender Dampf- und Arbeitsmaschinenzylinder.

267. Die **Schrauben der Verbindung von Gestell und Zylinder** oder von Gestell und vorderem Zylinderdeckel und ihre Verteilung sind nach anderen Grundsätzen zu bestimmen wie die eigentlichen Deckelschrauben. Da die Schrauben nicht zu dichten haben, kann ihr Abstand bei entsprechend stärkerer Bemessung größer, ihre Zahl entsprechend kleiner, gewählt werden (Art. 233 u. Führer 50, 34). Das gilt zunächst von den Verbindungen, bei denen der Gestellflansch an der Dichtung nicht beteiligt ist (Art. 264) oder doch keinen Dichtungsdruck auszuüben hat. Wegen der großen Steifigkeit des Gestellflansches ist aber auch in den anderen Fällen eine weithäufigere Schraubenstellung zulässig. In der Regel wird man je nach dem Zylinderdurchmesser und dem Dampfüberdruck mit 6 bis 10 Schrauben auskommen.

268. Hinsichtlich der auf die Schrauben entfallenden Kraft ist im Gegensatz zu den Schrauben des Dichtungsflansches folgendes zu sagen: Der Kraftzuschlag für den Dichtungsdruck fällt bei einigen der besprochenen Verbindungen fort. Ferner ist hier als Dampfdruckfläche nur die Querschnittsfläche der inneren Zylinderbohrung wirksam, da die Dampfkräfte, welche auf die Ringfläche, um die der Deckel größer ist als die Bohrung, wirken, sich im Innern wieder aufheben. Dagegen treten in den Verbindungsflächen von Gestell und Zylinderflansch, besonders bei liegenden Maschinen, Biegungsmomente auf, die eine zusätzliche Beanspruchung einzelner Schraubengruppen herbeiführen. Das Gestell, insbesondere das Bajonettgestell, besitzt bei mittleren und größeren Maschinen nicht die Steifigkeit, um allein die Biegungsmomente aufzunehmen und von den Anschlußflächen fernzuhalten. Bei kleinen liegenden Maschinen mit fliegend angeordnetem Zylinder sind die Mehrbeanspruchungen, welche in den oberen Schrauben des Anschlußflansches durch das Gewicht des überhängenden Zylinders entstehen, nicht sehr beträchtlich und rechnerisch leicht zu bestimmen.

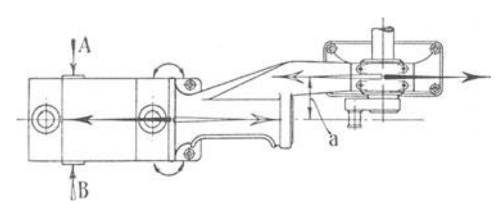


Fig. 110.

269. Besonders groß werden die Gestellverbiegungen und die aus ihnen resultierenden Biegungsmomente im Anschlußflansch bei Maschinen mit freitragendem Bajonettgestell und geführtem Zylinderende. Fig. 110 läßt die Kraftwirkungen auf den Anschlußflansch erkennen. Das Moment mit dem Hebelarm a, welches bei jeder Umdrehung zweimal den Drehsinn ändert, sucht das Gestell zu deformieren und Winkeländerungen im Anschlußflansch hervorzubringen. Diese Winkeländerungen werden mehr oder weniger vollkommen durch die Reaktionen der Seitenführung der Gleitunterstützung am hinteren Zylinderende verhindert, wodurch dann im Anschlußflansch Biegungsbeanspruchungen, in den Schrauben zusätzliche Zugbeanspruchungen entstehen (vergl. über das „Watscheln“ des Anschlußflansches Führer 50, 41—42).

270. Wenn Nebenwirkungen der vorstehenden Art ausgeschlossen sind oder die aus ihnen folgenden Kräfte besonders in Rechnung gestellt werden, dürfte man, sofern außerdem durch die Art der Herstellung der Schrauben, der Auflageflächen der Muttern und Köpfe (vgl. Führer 38, 9, besonders den letzten Absatz) eine genau axiale Beanspruchung der Schrauben gewährleistet ist, unbedenklich auf 400 bis 500 kg/cm² gehen.

271. Im vorliegenden Falle möge, da einmal die Verwendung von Stiftschrauben geboten ist, welche auch bei sorgfältiger Herstellung nicht genügende Gewähr für genau axiale Belastung bieten, dann aber auch eine wechselweise vergrößerte Zugkraft durch die im Anschlußflansch auftretenden Biegungsmomente zu erwarten ist, mit einer zulässigen Zugbeanspruchung von 250 bis 300 kg/cm², auf die Dampfkraft als Zugkraft allein bezogen, gerechnet werden. Der Dampfdruck auf den hinteren Zylinderdeckel belastet die Schrauben des Gestellanschlusses mit $1385\,(7 - 1) = 8310$ kg. Hierzu kommt der Luftdruck auf den vorderen Zylinderdeckel, der bei Vernachlässigung des Kolbenstangenabzuges gleich $1385\,(1 - 0{,}21) = 1094$ kg ist. Im ganzen wirken also am Flansch $8310 + 1094 =$ rund 9400 kg. Wird die Schraubenzahl gleich 8 gewählt, so kommen auf jede Schraube 1175 kg. Mit $k_z = 250$ wird ein Querschnitt von 4,7 cm² erforderlich. Eine Schraube von $1^1/_8''$ mit Whitworthgewinde hat 4,5 cm² Querschnitt, ist also passend.

Berechnung des Bajonettgestells.

272. Die Berechnung soll hier nur kurz angedeutet werden. Es gilt als allgemeine Regel des Kraftmaschinenbaues, die Kräfte im Gestell zu schließen, so daß das Fundament keine statischen Kräfte zu übertragen hat, im Gegensatz zu den älteren Balanciermaschinen, bei welchem das Fundament die ganze Dampfkraft auf den oberen Zylinderdeckel durch Gewichtswirkung aufzunehmen hatte. Corliß hat dann bekanntlich für Balanciermaschinen durch sein *A*-Gestell den Kräfteschluß durch das Gestell ohne Inanspruchnahme des Fundamentes herbeigeführt; seitdem wird der Kräfteschluß im Maschinengestell als feststehende Norm für Dampfmaschinen und Kolbenkraftmaschinen jeder Art angesehen; dabei wird fast stets übersehen, daß diese Regel bei der gebräuchlichsten Form der Landdampfmaschinen, der Bajonettmaschine, gar nicht erfüllt wird, und daß sich aus der Nichterfüllung keine erheblichen Schwierigkeiten ergeben haben. Das Außenlager der Stirnkurbelmaschinen steht nämlich außer Zusammenhang mit den übrigen Teilen der Maschine, obwohl es vom Triebwerk herrührende Wechselkräfte aufzunehmen hat. Sie betragen im vorliegenden Falle (Art. 222) $\pm$ 2350 kg. Die Kräfte im Hauptlager sind (Art. 117) mit $\pm$ 11 750 kg um 2350 kg größer, als die in der Maschinenachse auftretenden Kräfte von $\pm$ 9400 kg. Die Differenz muß von dem Fundament aufgenommen werden. Außerdem treten im Bajonettgestell beträchtliche Biegungsmomente auf, welche Rückdrucke auf die Seitenführungen der Zylinderfüße und damit auf das Fundament ausüben (vgl. die Kräfte *A* und *B* in Fig. 110, S. 111).

273. Bei den ganz aufgelagerten Gestellen mit vielen Fundamentankern bildet das Gestell mit dem Fundament ein zusammenhängendes Ganzes. Bei der im Vergleich zum Maschinengestell großen Steifigkeit des Fundamentes übernimmt dieses planmäßig oder ungewollt einen großen Teil

der Biegungsmomente. Eine theoretische Verfolgung der Verteilung der Spannungen auf Gestell und Fundament ist kaum möglich.

274. Es werde, um wenigstens einen Anhalt für die notwendigen Maße zu erhalten, das Gestell so berechnet, als ob das Fundament keine wesentlichen Biegungsbeanspruchungen aufzunehmen habe und die zulässige Beanspruchung nach der Art der Verbindung mit dem Fundament gewählt.

Die in der Horizontalebene am Gestell wirkenden Kräfte sind bei Berechnung der Kurbelwelle Art. 222 bis 223 ermittelt, die Art der Biegungsbeanspruchung ist aus Fig. 110 ersichtlich. Danach und nach Art. 118 wird das Gestell mit einem Moment $a\ P = 41{,}5 \cdot 9400 = 390\,100$ kgm auf Biegung wechselweise beansprucht. Zu dieser Beanspruchung kommt noch eine wechselweise Zug-Druckkraft von 9400 kg.

275. Man wähle das Querschnittsprofil des Gestells, berechne sein Widerstandsmoment und seine Querschnittfläche und prüfe, ob die Beanspruchung nicht zu groß wird. Als Beanspruchung können bei nicht aufgelagertem Gestell etwa 50 bis 100 kg/cm² zugelassen werden. Bei ganz aufgelagerten und mit dem Fundament gut verankerten Gestellen findet man bei Nachrechnung großer Maschinen zuweilen Beanspruchungen bis 250 kg/cm², ein Wert, der bei der eintretenden Wechselbeanspruchung für Gußeisen ganz unzulässig wäre und der zeigt, daß die Praxis bei großen liegenden Maschinen durchaus nicht auf die Mitwirkung des Fundaments verzichtet.

Die Hauptmaße des zum Gestell gehörigen Hauptwellenlagers sind bereits in Art. 123 bis 125 ermittelt.

Kondensator und Luftpumpe.

276. Als Kondensator werde ein einfacher Einspritzkondensator gewählt, der mit der Luftpumpe zusammengegossen und im oberen Teil derselben angeordnet ist (vergl. die Dispositionsskizze am Ende des Buches).

Der Dampfverbrauch beim Betrieb mit gesättigtem Dampf beträgt nach Anhang 18, Art. 6 bis 11 bei normaler Belastung 980 kg. Bei maximaler Belastung wird der Dampfverbrauch auf etwa 1500 kg geschätzt werden können. Der Verbrauch für die PS-Stunde ist bei der höheren Belastung natürlich größer als bei der normalen. (Genauere Dampfverbrauchsrechnung vgl. Anhang 18, Art. 6 bis 11). Beim Betrieb mit überhitztem Dampf, für welchen die Maschine bestimmt ist, ist der Dampfverbrauch erheblich geringer. Es werde mit einem Dampfverbrauch von 1000 kg pro Stunde gerechnet und für größere Abdampfmengen ein etwas weniger gutes Vakuum zugelassen.

Kühlwassermenge.

277. Für jedes Kilogramm Dampf sind, sofern nicht das Gegenstromsystem mit getrennter Luft- und Wasserabführung angewandt wird, 20 bis 35 kg Einspritzwasser erforderlich, je nach der Eintrittstemperatur des Kühlwassers, dem Wärmeinhalt pro Kilogramm Frischdampf, dem Umsatz von Wärme in Arbeit in der Maschine und dem geforderten Vakuum. (Über die Berechnung der Ausgußwassertemperatur, die erforderliche Kühlwassermenge für gegebene Temperaturverhältnisse, die Fehlerhaftigkeit der üblichen Rechnungsweise vgl. Führer 53, 11—14.)

278. Das vom Luftpumpenkolben zu beschreibende Volumen macht man bei Einspritzkondensatoren mindestens gleich dem 70fachen Volumen

des niedergeschlagenen Dampfes in Wasserform. Rechnet man noch mit einem Lieferungsgrad von $\varphi = 0{,}7$, so ergibt sich das vom Kolben zu beschreibende Luftpumpenvolumen gleich dem $70/0{,}7 = 100$fachen des niedergeschlagenen Wassers. Besser ist es im Interesse eines guten Vakuums das 120fache zu nehmen. Für Luftpumpen von Oberflächenkondensatoren genügt das 45fache.

Näheres vgl. Führer 53, 48; ferner die Begründung des zu wählenden Luftpumpenvolumens Führer 53, 73—77 bei Gegenstrom, wo sich auch eine Tabelle über die Raumbeanspruchung von Luftdampfgemischen findet, welche allgemeiner verwertbar ist.

Wenn bei der genaueren Berechnung des Luftpumpenvolumens statt des Kondensatordruckes der Saugdruck in der Luftpumpe eingeführt wird, ist besonders bei der Dreiventilluftpumpe mit einem höheren Lieferungsgrad als 0,7 zu rechnen.

279. Das Produkt aus Kolbenfläche und Hub der Luftpumpe in Liter werde mit L bezeichnet; es werden dann von einer doppelt wirkenden Luftpumpe in der Stunde wirksam beschrieben $2\,n\,60\,L$ Liter, von einer einfach wirkenden Luftpumpe $n\,60\,L$ Liter. Mit der Forderung, daß pro 1 kg Dampf 120 Liter beschrieben werden sollen, ist, wenn die der Dampfmaschine stündlich zugeführte Dampfmenge in Kilogramm gleich D ist:

für die doppelt wirkende Luftpumpe

$$2\,n\,60\,L = 120\,D, \qquad L = \frac{D}{n};$$

für die einfach wirkende Luftpumpe

$$n\,60\,L = 120\,D, \qquad L = 2\frac{D}{n}. \tag{1}$$

Berechnung der Ventilquerschnitte.

280. Für die Berechnung der Ventilquerschnitte geht man meist auf die Kolbengeschwindigkeit, welche man vorher annimmt, zurück; dies ist jedoch weder zweckmäßig noch notwendig. Wenn das stündlich vom Kolben beschriebene Volumen $= 120\,D$ ist, so ist das in der Sekunde im Durchschnitt beschriebene Volumen der $60 \cdot 60$ste Teil. Es müssen also im Durchschnitt in der Sekunde

$\frac{120}{60 \cdot 60} D$ Liter eines Gemisches von Wasser, Luft und Dampf

durch die Ventile treten. Bezeichnet man mit $v_m \mu$ das Produkt aus mittlerer Geschwindigkeit in den Ventilen und dem Kontraktionskoeffizient, mit f den freien Querschnitt, so ist

$$v_m\,\mu\,f = \frac{120}{60 \cdot 60} D,$$

wenn alles in gleichem Maß eingeführt ist, d. h. wegen D in Litern, v_m in dm, f in qdm. Um auf die üblichen Einheiten (cm^2 für die Querschnitte, m für die Geschwindigkeiten) zu kommen, hat man zu setzen:

$$\frac{120}{60 \cdot 60} D\,\text{dm}^3 = 1000\frac{120}{60 \cdot 60} D\,\text{cm}^3 = 10\frac{120}{60 \cdot 60} D\,\text{cm}^2 \cdot 100\,\text{cm}$$

$$= 10\frac{120}{60 \cdot 60} D\,\text{cm}^2 \cdot \text{m} = \frac{120}{360} D\,\text{cm}^2 \cdot \text{m};$$

$$v_m\,\mu\,f = \frac{120}{360} D\,\text{cm}^2 \cdot \text{m}; \qquad f = \frac{1}{v_m\,\mu}\frac{120}{360} D\,\text{cm}^2,$$

oder wenn man für die Zahl 120, welche das Vielfache des niedergeschlagenen Dampfgewichtes angibt, dem das vom Luftpumpenkolben beschriebene Volumen gleichzusetzen ist, den allgemeinen Wert a einführt, so ist

$$f = \frac{1}{v_m \mu} \frac{a}{360} D \text{ cm}^2 \tag{2}$$

für doppelt wirkende Pumpen.

Für einfach wirkende Pumpen steht nur die halbe Zeit zur Verfügung, daher ist

$$f = \frac{2}{v_m \mu} \frac{a}{360} D \text{ cm}^2 . \tag{3}$$

Die Gesamtquerschnittsfläche ist aber in beiden Fällen die gleiche, weil bei der doppelt wirkenden Pumpe der Querschnitt f auf beiden Seiten anzuordnen ist. Man kann die letzte Formel daher auch für doppelt wirkende Pumpen gelten lassen, wenn man unter f die Summe der Ventilquerschnitte auf beiden Seiten versteht (natürlich in allen Fällen Saug- und Druckventile gesondert gerechnet).

281. Mit $v_m \mu = 1{,}5$ (vgl. Anhang 10), $D = 1000$ und $a = 120$ wird f für eine doppelt wirkende Pumpe:

$$f = \frac{1}{1{,}5} \frac{120}{360} 1000 = 222 \text{ cm}^2$$

auf jeder Seite und für eine einfach wirkende Pumpe 444 cm² einmalig. Der gleiche Querschnitt ist für die Saug- und Druckventile einzuführen, sofern man nicht $v_m \mu$ für beide Arten verschieden groß wählt.

Man erkennt aus vorstehendem, daß f bestimmt werden kann, ohne daß die Tourenzahl bekannt ist und ohne daß der Kolbenhub angenommen wird. Man behält also vollkommene Freiheit für die Wahl des Hubes, sofern die Ventile nicht in den Kolben eingebaut sind (vgl. Art. 280 und Anhang 10, Art. 3 und 6).

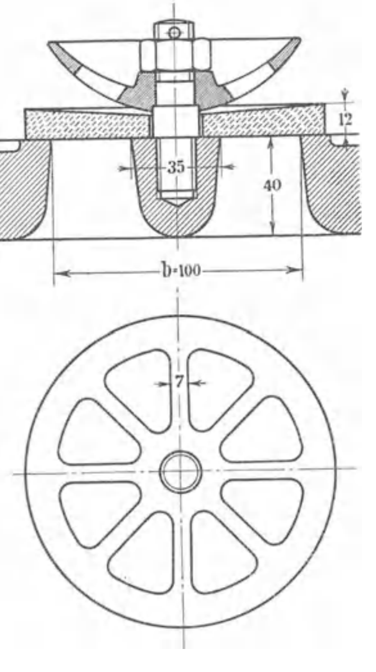


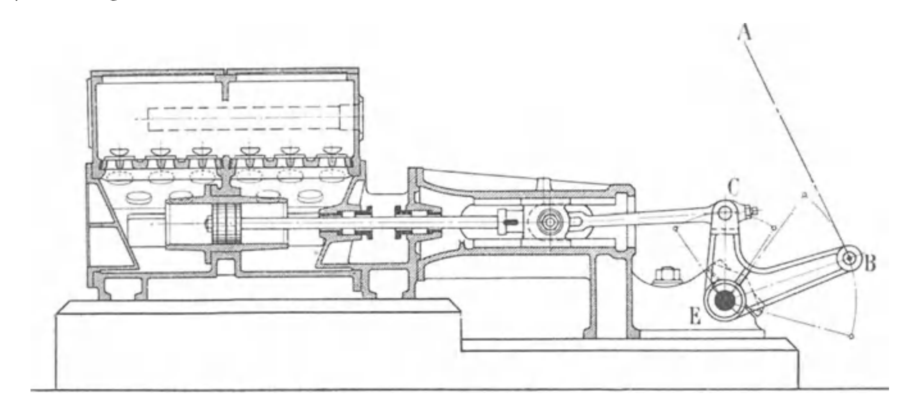
Fig. 111.

282. Die Pumpe möge als liegende, doppelt wirkende Pumpe ausgeführt werden (Fig. 112 u. 113). Der erforderliche Querschnitt von 222 cm² möge durch eine Anzahl einfacher runder Gummiklappen gewonnen werden. Eine einzige große runde Klappe müßte wegen des relativ kleinen Umfanges einen zu großen Hub bekommen und würde verspäteten Ventilschluß ergeben, der Stöße veranlassen könnte. Es mögen wegen des ziemlich flotten Ganges der Maschine Ventile von verhältnismäßig kleinem Durchmesser gewählt werden.

Mit einem lichten Durchmesser von 100 mm kommt man, da die Rippen und die Nabe von Gummitellerventilen je nach Kleinheit 0,35 bis 0,4 der Kreisfläche versperren, mit einer freien Fläche von 0,6 der Kreisfläche auf

$$0{,}6 \cdot {}^1/_4\, \pi\, d^2 = 47{,}1 \text{ cm}^2 .$$

Es würden also $^{222}/_{47,1} = 4,7$ Ventile erforderlich werden; gewählt werden 5 (eine ungerade Zahl plaziert sich bei zweireihiger Anordnung besser als



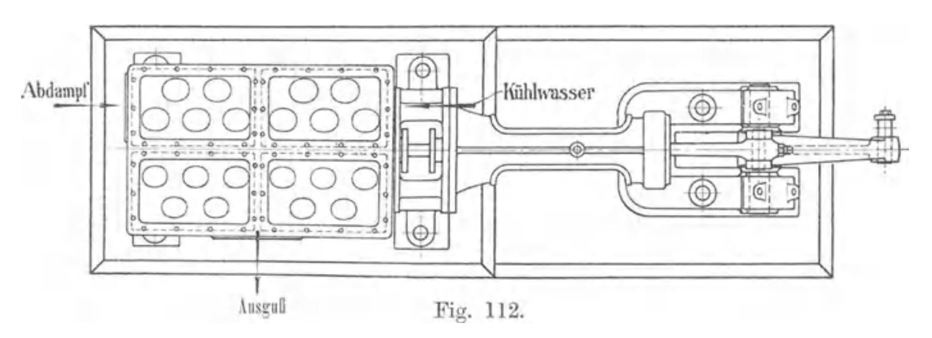


Fig. 112.

eine gerade). Jedes Ventil muß dann einen Querschnitt von $^{222}/_{5} = 44,4$ cm² haben. Dieser Bedingung genügt das in Fig. 111 dargestellte Ventil. Es sind 2 mal 5 Saugventile und 2 mal 5 Druckventile, im ganzen 20 Ventile erforderlich. Verteilung vgl. Fig. 112 u. 113.

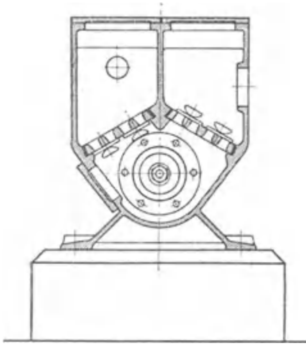


Fig. 113.

Berechnung des Hubes und des Kolbenquerschnittes.

283. Wählt man $a = 120$, so ergibt sich das Hubvolumen $F_l\, s_l = L$ der doppelt wirkenden Luftpumpe für 1000 kg Dampf in der Stunde und 130 Umdrehungen pro Minute nach Art. 500 aus der Gleichung:

$$2 \cdot 130 \cdot 60\, F_l\, s_l = 120 \cdot 1000; \quad F_l\, s_l = 7,7 \text{ Liter.}$$

Nachdem man die Ventile plaziert hat und die dafür erforderliche Länge der Luftpumpe (ohne daß die Luftpunpe und die Ventilsitzplatten eine zu große Breite erhalten) gefunden hat, möge ein Hub von 0,4 m = 4 dm als passend gewählt sein. Der Querschnitt des Zylinders ergibt sich dann:

$$F_l = \frac{7,7}{4} = 1,925 \text{ dm}^2 = 192,5 \text{ cm}^2,$$

entsprechend einem Zylinderdurchmesser von 15,6 cm = gerundet 160 mm. Bei einem Hub von 0,4 wird, wenn der Antrieb von dem verlängerten Kurbelzapfen ohne Gegenkurbel aus erfolgt, eine Hebelübersetzung im Verhältnis 0,6 : 0,4 = 3 : 2 erforderlich.

Berechnung des Luftpumpentriebwerkes.

284. Setzt man voraus, daß die Luftpumpe das Ausgußwasser nicht hoch zu drücken hat (was tunlichst vermieden werden sollte), so würde bei sehr langsamem Gang lediglich der Überdruck der Luft über das Vakuum den Kolben belasten. Da aber, nachdem die Luft ausgetrieben ist, zu einer Zeit, wo der Luftpumpenkolben schon eine bedeutende Geschwindigkeit erreicht hat, plötzlich statt der Luft Wasser gefördert wird, entstehen nahe der Hubmitte sehr bedeutende Stöße, welche durch die übliche in der Annahme niedriger Beanspruchungen liegende Sicherheit nicht genügend berücksichtigt sind.

Man muß mit einem Vielfachen, etwa dem 2- bis 3fachen der Vakuumbelastung, rechnen. Wenn man den Druck auf der Vakuumseite des Kolbens = 0,1 at absolut annimmt, wird bei hohem Barometerstand unter Berücksichtigung der kleinen über dem Kolben bis zum Ausgußspiegel stehenden Wasserhöhe der Überdruck auf den Luftpumpenkolben gleich rund 1 at. Hiervon möge das 2,5fache gerechnet werden; dann ist (Fig. 114):

$$P' = 2{,}5 \cdot 1 \cdot \pi/_4 \cdot 16^2 = 503 \text{ kg};$$

$$P'' = {}^2/_3 \cdot 503 = 350 \text{ kg}.$$

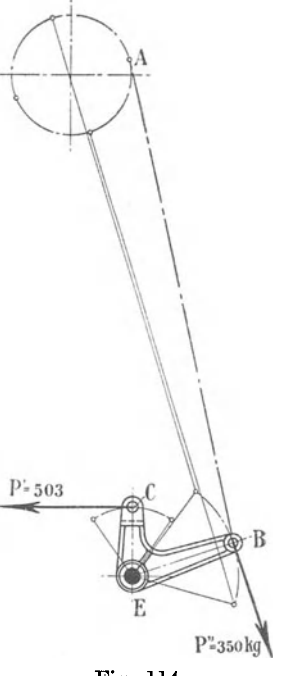


Fig. 114.

285. Winkelhebel *C E B* (Fig. 112 und 114). Damit die Luftpumpe nicht so nahe an das Fundament herangerückt werden braucht oder dieses etwa gar wegen der Aufstellung der Luftpumpe ausgespart werden muß, werde der Arm *E B* mit einem Stirnzapfen anstatt mit einem Gabelzapfen versehen.

Die Armlänge *E C* werde unter Zulassung eines Ausschlages von etwas mehr als 60° gewählt = 350 mm; die Armlänge *E B* ist dann gleich $\frac{3}{2}$ *E C* zu machen.

Biegungsmoment $M_b = P' l = 503 \cdot 35 = 17\,605$ kg/cm.

Wählt man vorläufig das nachstehende Profil (Fig. 115) mit einem Widerstandsmoment

$$W = \frac{6 \cdot 13^3 - 4{,}5 \cdot 10^3}{12 \cdot 6{,}5} = \backsim 111 \text{ cm}^3,$$

so ergibt sich die Biegungsspannung aus $17\,605 = 111\, \sigma_b$; $\sigma_b = \backsim 159$ kg/cm² Bei der wechselnden Belastung ist zulässig $k_b = 150$ kg/cm². Es treten aber wegen der Stirnzapfenanordnung noch Torsionsspannungen auf; damit ist das Profil zu schwach und werde unter Beibehaltung der Außenmaße *im Steg und in den Flanschen* auf 18 mm verstärkt.

286. Schubstange *AB* (Fig. 114) von der Kurbel zum Kondensatorhebel 2500 mm lang, auf Knickung beansprucht mit einer Knicklast von

350 kg[1]). Der Durchmesser d ergibt sich in gleicher Weise wie in Art. 89 aus der Gleichung:

$$P'' = \pi^2 \frac{E\,J}{l^2} \frac{1}{\mathfrak{S}} = \pi^2 \frac{\pi\,d^4}{64} \frac{E}{\mathfrak{S}} \frac{1}{l^2} = 0{,}485 \frac{d^4}{l^2} \frac{E}{\mathfrak{S}};$$

mit $l = 250$ cm, $\mathfrak{S} = 25$, $E = 2\,200\,000$, $P = 350$ wird $d = 4{,}76$ cm. Die Stange werde in der Mitte 48 mm stark gemacht und mit Rücksicht auf die voraussichtlich starken Beanspruchungen durch Querbeschleunigungen nach dem oberen Ende verstärkt und seitlich auf eine Breite von 50 mm abgeflacht, ähnlich wie die Hauptpleuelstange. Nach unten möge die Stange auf 40 mm verjüngt werden und kreisrunden Querschnitt erhalten.

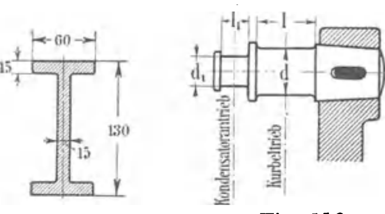


Fig. 115. Fig. 116.

287. Der Zapfen für den Luftpumpenantrieb an der Hauptkurbel (Fig. 116) erhält rechnungsmäßig mit einem vorläufig angenommenen Längenverhältnis von 1,3 und einer Biegungsbeanspruchung von 400 kg/cm² einen Durchmesser $d_1 = 2{,}4$ cm. Ein so kleines Zapfenlager würde im Zusammenhang mit der 50 mm breiten Schubstange schlechte Verhältnisse ergeben; auch würde durch die kleinen Abmessungen an Herstellungs- und Materialskosten kaum etwas gespart. Deshalb entwerfe man den Kopf nach reinen Formgebungsrücksichten oder wähle einen Normalkopf, etwa nach Führer S. 883, Fig. 747, mit $d_1 = 45$ mm, $l_1 = 62$ mm. Für das andere Stangenende kommt ein Kopf nach Führer Fig. 751 mit $d_1 = 40$, $l_1 = 55$ in Frage.

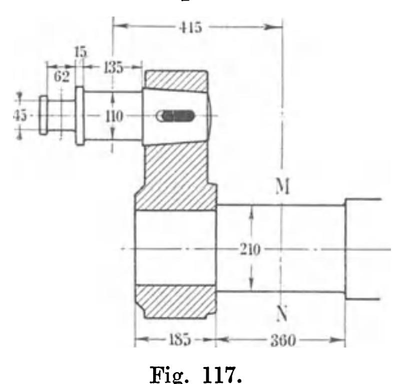


Fig. 117.

288. Nachrechnung des Kurbelzapfens des Hauptgetriebes auf Mehrbeanspruchung durch den Luftpumpenantrieb. Als Haupttriebwerkskraft werde auch hier aus den in Art. 79 dargelegten Gründen die größte Kolbenkraft von 9400 kg ohne Rücksicht auf die durch die Abweichung der Pleuelstange von der Mittellage bedingte kleine Mehrbelastung eingeführt. Das von dem Haupttriebwerk herrührende Biegungsmoment ist:

$$M_b = 9400 \cdot 6{,}75 = 63\,450 \text{ kgcm}.$$

Das von dem Kondensatortriebwerk herrührende Biegungsmoment (vgl. Fig. 117) ist:

$$M_b'' = 350\,(3{,}1 + 1{,}5 + 13{,}5) = 6335 \text{ kgcm}$$

Die größte Kraft von 350 kg tritt auf, wenn der Luftpumpenkolben sich in der Nähe seiner Mittelstellung befindet, wo die Wasserflächen auf die Ventilflächen aufstoßen. Bei einem Luftpumpenvolumen gleich

---

[1]) Wenn die Richtung der Stange AB nicht senkrecht auf EB steht, ist die Stangenkraft größer als die Tangentialkraft in B. Der Unterschied ist bei mäßiger Abweichung sehr gering. Da der Schlag, welcher Anlaß gab, den 2,5fachen Wert der Vakuumbelastung einzuführen, in der Nähe der Mitte erfolgt, brauchen die stärkeren Abweichungen nicht betrachtet zu werden.

dem 120 der niederzuschlagenden Dampfmenge und bei 30facher Einspritzung arbeitet die Luftpumpe mit 0,25 Wasserfüllung. Der Schlag würde also, wenn das Wasser gar keine Blasen enthielte, um 0,25 des Hubes vor der Totlage des Luftpumpenkolbens auftreten. Wegen des Einschlusses von Luftblasen werde angenommen, daß der Schlag 0,35 s vor der Totlage erfolge.

289. Bei der hier gewählten Antriebsordnung befindet sich die Hauptkurbel in bezug auf das Hauptgetriebe zu dieser Zeit in der Nähe der Totlage, wo auch die Haupttriebwerkskräfte am größten sind. Das resultierende Moment und damit die resultierende Biegungsbeanspruchung erhält man durch graphische Zusammensetzung. Mann kann Momente zu einem resultierenden Moment ganz wie Kräfte zusammensetzen. Bei Zusammensetzung der Momente achte man auf den Richtungssinn der Kräfte. Die Luftpumpenkräfte sind der Bewegung entgegengerichtet. Die Kraftrichtungen sind in die Fig. 118 für die Stoßstellungen 1 und 2 eingetragen. Fig. 119 zeigt den Kräfteplan für Stellung 1, Fig. 120 den Kräfteplan für Stellung 2. Aus den Kräfteplänen geht hervor, daß die Stellung 2 mit einem resultierenden Moment von 66 800 kgcm die ungünstigere ist. Für den Zapfen von 110 mm Stärke ergibt sich die Biegungsbeanspruchung σ_b aus

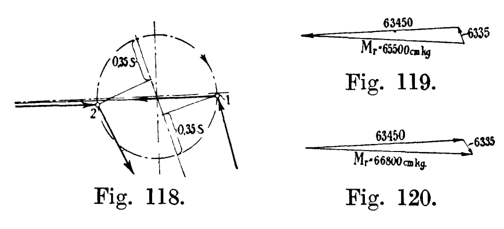


Fig. 118. Fig. 119. Fig. 120.

$$66\,800 = \pi/_{32} \cdot 11^3 \sigma_b; \quad \sigma_b = 511 \quad \text{kg/cm}^2$$

was noch zulässig ist.

Das Verhältnis der Biegungsbeanspruchung ohne die Kräfte des Luftpumpengestänges zu der Biegungsbeanspruchung mit denselben ist 63 450 : 66 800 = 485 : 511.

Man übersieht ohne weiteres, daß der verhältnismäßige Einfluß der Luftpumpengestängekräfte auf die Beanspruchung des Wellenhalses bei MN (Fig. 117) viel geringer ist und eine Nachrechnung überflüssig ist, weil das Verhältnis der Hebelarme der Neben- und Hauptkraft, welches für den Kurbelzapfen = (31 + 15 + 135) : 67,5 = 2,81 : 1 ist, für den Wellenhals nur = (31 + 15 + 67,5 + 415) : 415 = 1,27 : 1 ist.

Berechnung der Hauptmaße von Verbundmaschinen.

Entwurfsgrundlagen und vorläufiges Diagramm.

290. Vor dem Studium des Nachstehenden ist der Anhang 17 bis etwa Art. 12 wenigstens zu überlesen, um später bei der Anwendung genauer studiert zu werden. Weiter ist für das Nachfolgende von Bedeutung Anhang 1, Art. 11 bis 13 und 24 bis 25, auch das auf Einzylindermaschinen Bezügliche über den Rechnungsgang Art. 14 bis 23.

Seitenblicke auf Verbundmaschinen finden sich an folgenden Stellen des Haupttextes: Art. 9, 33, 34, 59, 145, 147, 150, 596. Auch der Anhang 6 enthält einige Ausblicke, die jedoch vorerst übergangen werden mögen. Vom Dampfverbrauch auch der Verbundmaschinen handelt Anhang 18,

welcher späterem Studium vorbehalten bleiben möge. Folgende Stellen beziehen sich auf Verbundmaschinen: Art. 28, 41, 64, 136, 137, 150, 151.

Die allgemeinen Grundsätze der Berechnung von Einzylindermaschinen sind als bekannt vorausgesetzt.

291. Man wird im allgemeinen mit dem Entwurf des Arbeitsdiagrammes und zwar mit dem des vorläufigen nach Anhang 17, Art. 1 bis 12 beginnen. Vorher wird man den Eintrittsdruck und die Überhitzung zu wählen haben, letztere um die Exponenten der Expansionslinien und Kompressionslinien, sowie den Rückgang durch Niederschlagsdifferenz schätzen zu können. Weiter wird vorher die reduzierte Füllung angenommen werden müssen, wofür die von dem Verfasser vorgeschlagene Diagonalfüllung (Anhang 17, Art. 16) als Grundlage benutzt werden kann. Auch die schädlichen Räume müssen hier schon abgeschätzt werden.

Das Volumenverhältnis und den Spannungsabfall am Ende der Hochdruckexpansion, die in naher Beziehung zueinander stehen, wird man zweckmäßig erst im Verlauf des Entwurfes des vorläufigen Diagrammes wählen und die ersten Annahmen nötigenfalls nach ihm ändern. Die Wirkungen verschiedener Annahmen dieser Größen auf die Kräfteverteilung können im vorläufigen Diagramm schon ziemlich gut übersehen werden.

292. Alsdann wird man an die Konstruktion des endgültigen Diagramms mit Hilfe der Raumdiagramme herangehen, wenigstens sollte dies der Anfänger tun, weil dieses Diagramm einen vorzüglichen Einblick in die inneren Vorgänge in der Verbundmaschine und in die eigenartigen Zusammenhänge gewährt. Auch ist die Konstruktion desselben erforderlich, um die Füllung des Niederdruckzylinders zu bestimmen und die Höchstkräfte in dem Zylinder genauer zu ermitteln, als es mit dem vorläufigen Diagramm möglich ist. Wer schon solche Diagramme früher einmal durchgearbeitet hat, kann auch sofort nach dem vorläufigen Diagramm die Hauptmaschinenmaße bestimmen, da hierfür nur die Kenntnis von p_{red} erforderlich ist, welches bei dem in Anhang 17, Art. 1 bis 12 angegebenen Verfahren schon im vorläufigen Diagramme mit ausreichender Genauigkeit gefunden wird (vgl. Anhang 17, Art. 26). Das endgültige Diagramm kann dann zum Schluß zwecks Füllungsermittlung im Niederdruckzylinder und Kräfteermittlung konstruiert werden.

293. Erfahrene Dampfmaschineningenieure werden auch diese Größen durch angemessene Zuschläge zu den Ergebnissen des vorläufigen Diagramms abzuschätzen in der Lage sein. Die Hinausschiebung der immerhin etwas umständlichen Konstruktion des endgültigen Diagramms hinter die Bestimmung der Hauptmaße ist besonders dann zu empfehlen, wenn die Grundlagen des Entwurfs noch nicht genau festliegen und erst nach den zunächst gefundenen Maschinenmaßen und Kräften endgültig gewählt werden sollen, wenn z. B. der Eintrittsdruck und dementsprechend die Füllung erst nachher endgültig gewählt werden soll.

294. Wenn man dem Vorschlage des Verfassers entsprechend von einem bestimmten, in Beziehung zum Eintrittsdruck stehenden mittleren reduzierten Druck ausgeht, wird man gleichwohl wenigstens das vorläufige Diagramm entwerfen, um daran die Frage des Spannungsabfalls am Ende der Hochdruckexpansion und des Volumenverhältnisses und auch roh der Kräfteverteilung zu studieren, und ferner um sich Rechenschaft zu geben von dem Einfluß des ungleichen Wärmeaustauschs in den einzelnen Zylindern auf die Fläche des Diagramms.

295[1]). Um das vorläufige Diagramm bei vorweg gewähltem p_{red} zu entwerfen, ist die Annahme der Füllung (gegebenenfalls wieder durch Einführung der Diagonalfüllung) geboten. Mit dieser wird sich bei Durcharbeitung des Diagramms voraussichtlich nicht ganz das gleiche p_{red} ergeben, welches man gewählt hat. Zwar sind die beiden Regeln für das eine und das andere Verfahren in diesem Werk so abgeglichen, daß die sich mit ihnen ergebenden p_{red} nicht allzusehr voneinander abweichen, aber die Einflüsse auf p_{red} sind doch zu mannigfaltig und zahlreich, als daß sie durch so einfache Füllungsformeln, wie sie hinten gegeben sind, erfaßt werden können. Man könnte nun daran denken, ein ähnliches Verfahren anzuwenden, wie es in Art. 21 bis 25 des Haupttextes für die Einzylindermaschine angewandt wurde, um diejenige Füllung zu finden, welche eine vorweg geforderte Höchstleistung liefert und dieses Verfahren auf die Normalleistung anwenden.

296. Allein das Verfahren wird bei Verbundmaschinen doch sehr umständlich, und es kommt auch gar nicht darauf an, die Übereinstimmung herbeizuführen, wenn man sich auf folgenden, jedenfalls zweckmäßigen Standpunkt stellt. Maßgebend ist für die Maschinenbemessung und ihre Nennleistung (Normalleistung) der vorweg gewählte mittlere reduzierte Druck (sofern man überhaupt diesen Ausgangspunkt als geeignet annimmt). Die mit einer Füllungsregel gewählte Füllung ist eine von unendlich vielen bei veränderlicher Füllung betriebsmäßig vorkommenden. Man kann sie doch nicht alle untersuchen. Diese Füllung werde Entwurfsfüllung genannt und braucht mit der der Nennleistung, die durch das vorweg gewählte p_{red} bestimmt ist und unbekannt bleiben mag, nicht genau übereinzustimmen. Sie dient dazu, einen Einblick in die Verhältnisse und Vorgänge zu gewinnen und die grundlegenden Größen wie Volumenverhältnis, Spannungsabfall zu wählen. Der Regulator stellt nachher die der Nennleistung entsprechende Füllung ein, wenn die ihr entsprechende Belastung eintritt.

297. Wenn man den sich mit dem Diagrammentwurf aus einer gewählten Füllung (Diagonalfüllung) ergebenden mittleren reduzierten Druck mit dem vorweg gewählten durch nachträgliche Korrektur der Füllung in Übereinstimmung bringen will, kann man sich der Tatsache bedienen, daß in der Nähe der Normalleistung der sichtbare Dampfverbrauch pro PS mit der Leistung sich nur wenig ändert, daß also die sichtbar eingelassene Dampfmenge der Leistung nahezu proportional ist. Ist also p_{red} der gewollte mittlere reduzierte Druck und p'_{red} der im vorläufigen Diagramm sich ergebende, so gilt bei vollkommener Proportionalität für die sichtbar arbeitenden Dampfmengen y und y'

$$y : y' = p_{\text{red}} : p'_{\text{red}} \quad \text{oder} \quad y - y' : p_{\text{red}} - p'_{\text{red}} = y' : p'_{\text{red}}$$

oder wenn man die Differenzen mit $\Delta\, y$ und $\Delta\, p_{\text{red}}$ bezeichnet

$$\Delta\, y = y' \frac{\Delta\, p_{\text{red}}}{p'_{\text{red}}}.$$

Der rechten Seite werde ein Faktor α, der größer als 1 ist, zugefügt, um die nicht vollkommene Proportionalität zu berücksichtigen.

y' und $\Delta\, y$ sind horizontal in beliebiger Höhe im Hochdruckdiagramm zwischen Kompressionslinie und Expansionslinie zu messen, am besten in solche Höhe, daß die Kompressionslinie von der Horizontalen noch

[1]) Die Artikel 295 bis mit 297 können von Anfängern vorerst überschlagen werden.

geschnitten wird. Wenn man y' und Δy in der Höhe des mittleren Eintrittsdruckes mißt, um unmittelbar den Ausgangspunkt der neuen Expansionslinie zu finden, muß die Kompressionslinie bis zur gleichen Höhe rückwärts verlängert werden.

298. Es mögen nachstehend, nur als Beispiel, nicht als Norm, Daten für den Entwurf des vorläufigen Diagramms nach Anhang 17, Art. 1 bis 12 gegeben werden; Bezeichnungen vgl. Art. 27. Mittlerer Eintrittsdruck 10 at abs, Überhitzung 300°, entsprechend einer Übertemperatur $t_u = 300 - 178{,}9 = 121{,}1$, vgl. Anhang 12. Der Druck im Kessel und die Temperatur des Dampfes beim Austritt aus dem Überhitzer müssen entsprechend höher sein, vgl. Art. 4 und 5 des Haupttextes.

Das Volumenverhältnis werde gewählt $V_1 : V_2 = 1 : 3$, d. h. $k = 3$. Die schädlichen Räume mögen geschätzt werden $m' = 0{,}08$, $m'' = 0{,}06$. Über die mittlere Größe des schädlichen Raumes bei verschiedenen Steuerungen vgl. Anhang 18, Art. 65. Die Darstellungslänge l_2 des Hubvolumens V_2 des Niederdruckzylinders. werde gleich 200 mm gewählt. Damit wird die Darstellungslänge des Hubvolumens V_1 des Hochdruckzylinders $l_1 = l_2/k = 200/3 = 66{,}6$ mm. Die Darstellungslängen der schädlichen Räume sind für den Niederdruckzylinder $0{,}06 \cdot 200 = 12$ mm, für den Hochdruckzylinder $0{,}08 \cdot 66{,}6 = 5{,}33$ mm. Wenn man, wie üblich, den Volumennullpunkt nach links legt, geht man bei der Auftragung am besten so vor: Man legt die Länge 200 mm hin, fügt daran nach links m'' 200, errichtet die Senkrechte, trägt von ihr aus nach rechts $m'l$ und dann weiter l_1 ab.

Das Aufnehmervolumen R wird der Besonderheit des vorläufigen Diagramms entsprechend gleich ∞ gesetzt und nicht zur Darstellung gebracht. Um die Grundlagen des endgültigen Entwurfsdiagramms schon hier mit zu erledigen, werde das Rezeivervolumen $R = 0{,}65\ V_2$ geschätzt, also gesetzt $q = 0{,}65$, $a = 0{,}65 \cdot 200 = 130$ mm.

Der Atmosphärenmaßstab werde gewählt 1 at = 13 mm.

299. Die reduzierte Füllung e_{red} möge durch Wahl der Diagonalfüllung (Anhang 17, Art. 16) durch Rückwärtsverzeichnung der Hochdruckexpansionslinie ermittelt werden. Die Diagonalfüllung wird nach Anhang 17, Art. 16 mit einem Zahlenfaktor $0{,}95 + 0{,}04 = 0{,}99$ gefunden

$$d = \frac{0{,}99}{\sqrt{p} + 2} V_n, \quad d = \frac{0{,}99}{\sqrt{10} + 2} V_n, \quad d = 0{,}286\ V_n.$$

Bei einer Darstellungslänge von $V_n = 200$ mm wird die Darstellungslänge von $d = 0{,}286 \cdot 200 = 57{,}2$ mm.

Der Exponent der Expansionslinie des Hochdruckzylinders werde gleich 1,12 geschätzt, derjenige des Niederdruckzylinders gleich 1,00 (gleichseitige Hyperbel). Die Exponenten der Kompressionslinien mögen gleich 1,2 im *HDZ* und gleich 1,1 im *NDZ* angenommen werden.

Die ideelle auf 10 at bezogene reduzierte Füllung wird durch Rückwärtsverzeichnung der Expansionslinie mit dem Exponenten 1,12 $e_{\mathrm{red}} = 0{,}0771$ gefunden. Die ideelle Füllung des Hochdruckzylinders ist demgemäß $e_h = k \cdot e_{\mathrm{red}} = 3 \cdot 0{,}771 = 0{,}2313$.

300. Der Ausschubgegendruck des Niederdruckzylinders werde gleich 0,2 at abs, der Sperrverlust beim Übertritt vom Hochdruckzylinder nach dem Niederdruckzylinder gleich 0,25 at geschätzt. Der Spannungsabfall am Ende der Hochdruckexpansion, ideell, d. h. von dem Endpunkt der bis zum Hubende verlängerten Expansionslinie aus gerechnet, mag gleich

0,3 at angenommen werden oder frei gewählt werden, in Rücksicht auf besondere Forderungen hinsichtlich der Kräfteverteilung, der Arbeitsverteilung auf die beiden Zylinder, der Verteilung der Arbeiten der Drehmomente oder der Temperaturverteilung (vgl. Anhang 17, Art. 18 bis 23).

301. Bei der Änderung der ersten Annahmen nach diesen Rücksichten kann es notwendig werden, auch noch am Volumenverhältnis etwas zu ändern. Von diesen Änderungen werden die sämtlichen voraufgegangenen Annahmen nicht berührt, mit Ausnahme der absoluten Größe des schädlichen Raumes des Hochdruckzylinders, sofern man an der relativen Größe, m', desselben festhalten will. Es möge aber angesichts der Unsicherheit der Schätzung des schädlichen Raumes und weil auch die relative Größe des schädlichen Raumes nicht ganz konstant bei Veränderung des Hubvolumens bleibt, sondern mit der Verkleinerung etwas zunimmt, im Interesse der Einfachheit der Entwicklung an dem absoluten Wert festgehalten werden[1]).

Diagonalfüllung und reduzierte Füllung bleiben unverändert, ebenso die Darstellungsgröße des Füllungsweges des Hochdruckzylinders. Zahlenmäßig ändert sich die Füllung mit k, indem $e_1 = k\, e_{red}$ ist.

302. Die Kompression möge nach den Grundsätzen des Art. 9 des Haupttextes angenommen werden; bei Einschiebersteuerungen können starke Abweichungen durch den Zusammenhang von Einlaß und Auslaß notwendig werden.

Die Vorausströmung werde nach Anhang 20 gewählt. Beim Niederdruckzylinder ist die Steigerung des Enddruckes bei der Maximalleistung zu beachten.

Der Rückgang durch Niederschlagsdifferenz werde gemäß Anhang 17, Art. 9 bis 12 geschätzt.

303. Zum Schluß werden die Abrundungen der Füllungen und der Vorausströmung gefühlsmäßig eingetragen und damit auch die Füllungszuschläge t_1 und t_2 geschätzt. Das Flächenausmaß beider Diagramme zusammen, dividiert durch die Darstellungslänge l_2 des Niederdurckdiagramms ergiebt die Darstellungsgröße von p_{ied}. Das Ausmaß dieser Größe im Atmosphärenmaßstab gibt p_{red} selbst. Wenn man alle Abrundungen und Flächenabzüge (auch die kleinen der Voreinströmung) zeichnerisch berücksichtigt, und den mittleren Eintrittsdruck begrifflich so annimmt, wie er im Anhang 14 festgelegt ist, ist kein Völligkeitsfaktor mehr einzuführen.

Aufgaben über die Bestimmung der Zylindermaße und die Feststellung der Drehzahl.

304. Im nachfolgenden sollen unabhängig davon, wie das der Normalleistung zugrunde zu legende p_{red} gefunden ist, einige Aufgaben über die Berechnung der Hauptmaße der Verbundmaschinen gelöst werden:

Es sind die Hauptmaße einer **liegenden Zweikurbelverbundmaschine** von 250 PS_e zu bestimmen. Die Maschine soll eine Stirnkurbelwelle und Bajonettgestell mit zwischen den Gestellen liegendem Seilschwungrad erhalten; Drehzahl und Hub sollen angemessen gewählt werden.

---

[1]) Beim endgültigen Diagramm kann man dann noch diejenige Größe des schädlichen Raumes einführen, die man mit dem endgültigen Volumenverhältnis für richtig hält.

Es werde von einer vorläufig gewählten Kolbengeschwindigkeit ausgegangen und die Wahlformel 30, Anhang 1, benutzt; dabei werde ohne Rücksicht darauf, ob das nachher erreicht wird, die Leistung beider Zylinder gleichgroß angenommen. Dann wird $c = a + b\sqrt{\frac{1}{2}\,250}$; mit $a = 1{,}5$ und $b = 0{,}075$, $c = 1{,}5 + 0{,}075\sqrt{125} = 2{,}338$ m/sec. Der mittlere reduzierte Druck p_{red} möge auf irgend einem der vorstehend gekennzeichneten Wege gleich 2,15 at gefunden sein. Der mittlere Eintrittsdruck möge 10 at abs. betragen, was hier nur nachrichtlich erwähnt sei und auf die zunächst zu lösende Aufgabe keinen Einfluß hat, wenn p_{red} feststeht.

305. Der mechanische Wirkungsgrad werde gleich 90% geschätzt; damit wird $N_i = \dfrac{250}{0{,}9} = 278$ PS$_i$ und es wird nach Anhang 1, Formel 19, die nach F_n aufzulösen ist:

$$(F_n) = \frac{75\,N_i}{p_{\text{red}}\,c}, \qquad (F_n) = \frac{75 \cdot 278}{2{,}15 \cdot 2{,}338} = 4150\ \text{cm}^2.$$

Der Kolbenstangenfaktor φ werde nach Anhang 1, Art. 8 und 9, unter Voraussetzung beiderseitiger Durchführung der Kolbenstange gleich 1,01 geschätzt, damit wird

$$\frac{\pi}{4} D^2 = 1{,}01 \cdot 4150, \quad (D_n) \text{ nach der Kreistabelle } \backsim (73)\ \text{cm}.$$

Wählt man $\dfrac{s}{D}$ nach Anhang 1, Art. 18, gleich 1,2, so wird $s = 1{,}2 \cdot 73 = 87{,}6$ cm. Gewählt werde ein auf ganze 100 mm abgerundeter Hub von 0,9 m. Hält man an dem gefundenen D_n fest, so ist die Abrundung auf 0,9 gleichbedeutend mit der Annahme eines anderen $\dfrac{s}{D}$. Es wird aus s und c sich jetzt aber eine unrunde Drehzahl n ergeben. Es ist

$$c = \frac{n\,s}{30}, \quad n = \frac{30\,c}{s}, \quad n = \frac{30 \cdot 2{,}338}{0{,}9} = 78.$$

Es werde nun n abgerundet auf 80, jedoch gleichzeitig D so geändert, daß die geforderte Leistung erhalten bleibt. Das geschieht, indem man F_n noch einmal mit Gleichung (18) (nach F_n aufgelöst) für die festgewählten Werte $s = 0{,}9$, $n = 80$ brechnet. Es ist

$$F_n = \frac{4500}{2\,n\,s}\,\frac{N_i}{p_{\text{red}}}, \quad F_n = \frac{4500}{2 \cdot 80 \cdot 0{,}9}\,\frac{278}{2{,}15} = 4040\ \text{cm}^2.$$

Das Hubvolumen beträgt also $0{,}9 \cdot 0{,}404 = 0{,}3636\ \text{m}^3$. Mit $\varphi = 1{,}01$ wird $\dfrac{\pi}{4} D_n^2 = 1{,}01 \cdot 4040$, und D_n nach der Kreistabelle 72,1 cm $\backsim$ 72 cm.

Hiermit sind die ursprünglichen Wahlwerte von c und $\dfrac{s}{D}$, die lediglich Richtlinien geben sollen, etwas verlassen. Es ist

$$c = \frac{n\,s}{30} = \frac{80 \cdot 0{,}9}{30} = 2{,}4; \quad \frac{s}{D} = \frac{0{,}9}{0{,}72} = 1{,}25.$$

Das Volumenverhältnis (vgl. Anhang 17, Art. 18) sei gleich 1 : 2,8. Dann ist die Kolbenfläche des Hochdruckzylinders gleich $\dfrac{4040}{2{,}8} = 1443\ \text{cm}^2$; mit $\varphi = 1{,}024$ (Anhang 1, Art. 8 und 9) wird $\dfrac{\pi}{4} D_h^2 = 1{,}024 \cdot 1443 = 1480\ \text{cm}^2$, $D_h = 43{,}5$ cm.

306. Wenn die Drehzahl mit Rücksicht auf die angetriebene Arbeitsmaschine oder die sonstigen Antriebsverhältnisse gegeben ist, benützt man, ohne eine bestimmte Kolbengeschwindigkeit einzuführen, zweckmäßig die Formel (31), Anhang 1, und berechnet den Hub vorläufig ebenso wie es für die Einzylindermaschine im Art. 18 des Haupttextes geschehen ist. Es werde eine Drehzahl von 65 als gegeben vorausgesetzt, indem etwa angenommen werde, daß zwischen den Kurbeln eine große Zentrifugalpumpe, die nach der Förderhöhe diese Drehzahl verlangt, angebracht sei.

Mit einem wie vorher vorläufig angenommenes $\frac{s}{D} = 1{,}2$ folgt der vorläufige

$$\text{Hub} \quad (s) = 0{,}83 \sqrt[3]{\left(\frac{s}{D}\right)^2 \frac{N_i}{2\,n\,p_{\text{red}}}}, \qquad (s) = 0{,}83 \sqrt[3]{1{,}2^2 \frac{278}{2 \cdot 65 \cdot 2{,}15}} = 0{,}936.$$

s werde auf ganze 100 mm nach oben abgerundet, d. h. auf 1,00 m, weil wegen der geringen Drehzahl bei Abrundung nach unten die Kolbengeschwindigkeit verhältnismäßig gering ausfallen würde und langhubige Maschinen, wenn sie auch etwas teurer werden, eine bessere Ökonomie ergeben. Mit $n = 65$ und $s = 1$ m wird F_n nach Gleichung (32), Anhang 1, gefunden

$$F_n = \frac{4500}{2\,n\,s} \frac{N_i}{p_{\text{red}}}, \quad F_n = \frac{4500}{2 \cdot 65 \cdot 1} \frac{278}{2{,}15} = 4470.$$

Das Hubvolumen beträgt also $1 \cdot 0{,}4470 = 0{,}447$ m³ gegen 0,3636 bei der ersten Aufgabe. Das Verhältnis dieser beiden voneinander unabhängig gefundenen Werte ist gleich dem umgekehrten Verhältnis der Drehzahlen, wie es sein muß. Hätte man sich bei der zweiten Aufgabe auf die Ergebnisse der ersten stützen wollen, so hätte man etwas schneller zum Ziele gelangen können. Es sollte aber gezeigt werden, wie die besonders geartete Aufgabe selbständig zu behandeln ist.

Der Durchmesser des Niederdruckzylinders wird mit $\varphi = 1{,}01$ gefunden $D_n = 760$ mm, der des Hochdruckzylinders, wenn an dem obigen Volumenverhältnis 1 : 2,8 festgehalten wird und $\varphi = 1{,}024$ geschätzt wird, $D_h = 456$ mm.

Die Kolbengeschwindigkeit ergibt sich mit $n = 65$ und $s = 1$ gleich 2,16 m, das Hubverhältnis (mit $s = 1$ und $D_n = 760$) gleich 1,32.

307. Es kommt zuweilen der Fall vor, daß sowohl Drehzahl wie Hub gegeben ist, nämlich wenn von den durchgehenden Kolbenstangen der beiden Zylinder Pumpen, Gebläse oder dgl. angetrieben werden. Die liegende Zweistirnkurbelverbundmaschine ist für Wasserwerke die gebräuchlichste Antriebsmaschine. Die Berechnung von F_n erfolgt unmittelbar nach Formel (32), Anhang 1, nachdem N_i aus der Förderleistung, den Verlusten und dem gemeinsamen mechanischen Wirkungsgrad bestimmt ist. Man sollte jedoch für den Hub nicht einseitig die Pumpe maßgebend sein lassen, sondern zwischen den Rücksichten auf Pumpe und Dampfmaschine vermitteln. Dafür könnte eine ähnliche Rechnung, wie sie im Art. 306 durchgeführt ist, für die Dampfmaschine vorausgegangen sein, indem für die Drehzahl im allgemeinen die Pumpe bestimmend sein wird.

308. Es sind die Hauptmaße einer liegenden **Einkurbelverbundmaschine** (Tandemmaschine) von der gleichen Leistung wie der vorher berechneten Maschine zu bestimmen. Die Maschine werde zunächst als Bajonettmaschine mit Stirnkurbel berechnet. Drehzahl und Hub seien wie bei der Maschine

Art. 304 und 305 offengelassen und angemessen zu wählen. Der Rechnungsgang ist der gleiche wie dort, nur sind die frei wählbaren Größen der Eigenart der Maschine anzupassen.

Der mittlere Eintrittsdruck sei 12 at abs., der mittlere reduzierte Druck sei gleich 2,28 gefunden. Die Kolbengeschwindigkeit werde mit der Wahlformel Art. 22, Anhang 1, gewählt. Hier ist N', da nur ein Kurbelgetriebe vorhanden ist, die ganze Leistung. Mit $a = 1{,}5$ und $b = 0{,}075$ wird $(c) = 1{,}5 + 0{,}075 \sqrt{250} = 2{,}69$. Der mechanische Wirkungsgrad möge auch hier gleich 0,9 geschätzt werden, womit $N_i = 278$ PS$_i$ wird. Es folgt dann mit der nach F_n aufgelösten Gleichung (19) des Anhanges 1

$$F_n = \frac{75 \cdot N_i}{p_{\text{red}}\, c}, \quad (F_n) = \frac{75 \cdot 278}{2{,}28 \cdot 2{,}69} = 3400 \text{ cm}^2.$$

309. Es hat nicht viel Zweck, den Kolbenstangenabzug schon jetzt, vor der endgültigen Wahl von s, zu berücksichtigen. Es hätte das auch bei der Aufgabe Art. 304 bis 306 unterbleiben können, geschah dort aber, um den Rechnungsgang zunächst einmal folgerichtig durchzuführen. Die Kreistabelle ergibt für 3400,49 einen Durchmesser von 65,8 cm, der auch für 3400 gelten mag.

$\frac{s}{D_n}$ werde innerhalb der empfohlenen Grenzen (Anhang 1, Art. 18) reichlich angenommen, damit die Stirnkurbel noch anwendbar bleibt und das Triebwerk bei dem hohen Eintrittsdruck (12 at) keine zu großen Kräfte erhält. Es werde $\frac{s}{D_n} = 1{,}3$ angenommen, womit $s = 1{,}3 \cdot 65{,}8 = 85{,}5$ wird; gewählt werde $s = 90$ cm $= 0{,}9$ m. Es folgt, wenn man zunächst an $c = 2{,}69$ festhält,

$$n = \frac{30\, c}{s}, \quad n = \frac{30 \cdot 2{,}69}{0{,}9} = 89{,}7.$$

Gewählt wird $n = 90$, womit $c = 2{,}7$ wird. Jetzt wird F_n mit Gleichung (32) berechnet.

$$F_n = \frac{4500 \cdot N_i}{2\, n\, s\, p_{\text{red}}}, \quad F_n = \frac{4500 \cdot 278}{2 \cdot 90 \cdot 0{,}9 \cdot 2{,}28} = 3385 \text{ cm}^2.$$

Der Kolbenstangenfaktor für den Niederdruckzylinder wird, wenn der Niederdruckzylinder vorne, das heißt nach der Kurbel zu liegt, größer einzusetzen sein als in der Zusammenstellung Anhang 1 als vorläufiger Wert empfohlen ist, da die Kolbenstange des Niederdruckzylinders auch noch die Kräfte des Hochdruckzylinders aufzunehmen hat. φ werde daher gleich 1,012 statt 1,01 geschätzt.

Für den Hochdruckzylinder werde nachher angenommen, daß (wegen der sonst zu groß werdenden Baulänge der Maschine) die Kolbenstange nicht durchgeführt wird, vielmehr ein Schleppkolben angewandt wird. φ werde entsprechend der Aufstellung im Anhang 1 gleich 1,014 angenommen.

$\frac{\pi}{4} D_n^2$ wird damit gleich $1{,}012 \cdot 3385 = 3425$ cm², $D_n = 66{,}0$ cm.

Das Volumenverhältnis möge (bei dem höheren Druck) gleich 1 : 3 angenommen werden, dann wird für den Hochdruckzylinder

$$\frac{\pi}{4} D_h^2 = \tfrac{1}{3} \cdot 1{,}014 \cdot 3385 = 1148 \text{ cm}^2, \; D = 38{,}2 \text{ cm}.$$

310. Es mögen jetzt noch einige Veränderungen des Hubes unter Beibehaltung der Kolbengeschwindigkeit vorgenommen werden und daran einige Betrachtungen über die Stärke des Triebwerkes, den Dampfverbrauch und die schädlichen Räume geschlossen werden. Von einer Abrundung der Drehzahl werde dabei abgesehen.

Es mögen nacheinander die Hübe 0,8 und 0,7 m eingesetzt werden. Die Gleichung (19), Anhang 1, enthält weder Hub noch Drehzahl, daraus folgt, wenn man die Gleichung nach F_n auflöst und n bei verschiedenen Annahmen von s so ändert, daß c konstant bleibt, daß die Zylinderdurchmesser und damit auch die Triebwerkskräfte unverändert bleiben. Es ist also zu setzen, wenn $c = 2{,}7$ beibehalten wird,

$$n = \frac{30\,c}{s}, \quad n = \frac{30 \cdot 2{,}7}{0{,}8} = 101{,}25 \text{ bzw. } n = \frac{30 \cdot 2{,}7}{0{,}7} = 116$$

statt $n = 90$ bei dem Hub von 0,9 m.

311. Da die Triebwerkskräfte gleichbleiben, bleiben auch die Maße der Kolbenbefestigung und des Kreuzkopfes die gleichen; die Längen der Kolbenstange und der Pleuelstange ändern sich mit dem Hub, ebenso die Querschnitte, soweit dafür die Knicklängen maßgebend waren. Die Gestellkräfte bleiben unverändert. Wegen der größeren Drehzahl nimmt die Reibungswärme zu, besonders im Hauptwellenlager. Der Wellenhalszapfen der Stirnkurbelwelle muß, um die Wärmeentwicklung pro Flächeneinheit in zulässigen Grenzen zu halten, vergrößert, insbesondere verlängert werden; dadurch wächst der Biegungshebelarm und macht auch eine Vergrößerung des Durchmessers erforderlich, so daß mit abnehmendem Hub bald die Grenze der Anwendbarkeit der Stirnkurbelwelle erreicht ist. Wo die Grenze liegt, läßt sich genau nicht sagen, da sie auch von der Sorgfalt der Ausführung und der Anwendung besondersartiger Schmierung für das Hauptlager abhängt. Einen Anhalt bietet Anhang 6.

312. Die Größe der Steuerorgane bleibt wegen der unveränderten Kolbengeschwindigkeit und den unveränderten Kolbenflächen die gleiche, ebenso bleiben die Kanalquerschnitte die gleichen. Daraus folgt, daß auch die absolute Größe der schädlichen Räume annähernd[1]) gleich bleibt, wenn die Steuerorgane getrennt sind und an den Zylinderenden liegen (Ventile, Corlißschieber, Kolbenventile). Wenn aber der schädliche Raum auf jeder Seite absolut konstant bleibt, nimmt er relativ mit abnehmendem Hub zu, indem das Hubvolumen wegen der unveränderten Kolbenfläche im gleichen Verhältnis abnimmt wie der Hub.

Es gilt also der Satz: **Die relative Größe des schädlichen Raumes nimmt** bei unverändert angenommener Kolbengeschwindigkeit **mit abnehmendem Hube zu.**

Die Wirkung des verkürzten Hubes auf den Dampfverbrauch ist also eine ungünstige, indem es für denselben nicht auf die absolute, sondern auf die relative Größe des schädlichen Raumes ankommt (vgl. Anhang 18, Art. 4); doch macht diese Vergrößerung nur wenig aus, indem nur eine Vergrößerung des Raumschadens des schädlichen Raumes, die sich durch angemessene Kompression z. T. kompensieren läßt, eintritt. Die relative

[1]) Die die Steuerorgane umgebenden Zylinderräume und die Kanäle von ihnen zum Zylinder selbst machen bei weitem den Hauptteil des schädlichen Raumes aus. *Sie bleiben bei den gemachten Voraussetzungen* absolut gerechnet fast genau konstant. Der Spielraum zwischen Kolben und Deckel wird bei kleinem Hub zwar kleiner gemacht, aber nicht proportional kleiner (vgl. Art. 250).

Größe der Flächen, d. h. ihr Verhältnis zur Kolbenfläche, bleibt ziemlich unverändert.

Dagegen ist nach Ansicht des Verfassers der häufige Wärmewechsel der kurzhubigen Maschinen von nicht unbedeutender nachteiliger Wirkung auf den Dampfverbrauch; diese Frage ist ausführlich in dem Anhang 18 behandelt.

313. Zu der Baukostenfrage ist noch zu bemerken, daß die Kosten der Maschine mit kurzem Hub, solange man nicht zu einem anderen teureren System (gekröpfte Welle) übergehen braucht, sich mit dem Hube vermindern, aber bei liegenden Maschinen doch, abgesehen vom Schwungrad, nicht allzuviel. Die Steuerung behält dieselbe Größe, ebenso bleiben die Triebwerkskräfte die gleichen; nur am Gestell, an der Kolbenstange, an der Pleuelstange und an dem eigentlichen Zylinderrohr wird an Länge etwas gespart. Bei stehenden Maschinen ist diese Maßverminderung bedeutsamer, zumal diese fast stets schon ohnehin gekröpfte Wellen haben und daher ein Übergang zu einem teureren System nicht in Frage kommt.

314. Hinsichtlich des Schwungrades ist zu bemerken, daß das statische Drehkraftdiagramm in den Höhen (abgesehen von dem unbedeutenden Einfluß der relativen Veränderung des schädliches Raumes) das gleiche bleibt, daß aber die Wege oder, wenn man das Drehkraftdiagramm als Ganzes beibehält, ihr Maßstab sich im Verhältnis des Hubes verändert, so daß also auch die überschießende Arbeit im gleichen Verhältnis kleiner wird und somit ein kleineres Schwungrad genügt, um die gleiche Gleichförmigkeit hervorzubringen.

Die hin und her gehenden Massen wirken unter normalen Verhältnissen im allgemeinen auf den Arbeitsüberschuß vermindernd ein; ob durch die höhere Drehzahl dieser Einfluß vergrößert oder verkleinert wird, läßt sich allgemein nicht sagen und wäre von Fall zu Fall zu untersuchen.

315. Die Kostenverminderung kurzhubiger Maschinen ist geringer, wenn man, abweichend von der hier gemachten Voraussetzung, anderen Grundsätzen entsprechend (Anhang 1, Art. 20) die Kolbengeschwindigkeit mit dem Hub (auch bei gleichbleibender Leistung) abnehmen läßt.

Wenn man bei der liegenden Stirnkurbelmaschine mit der Hubverkürzung zur geköpften Welle übergeht, wachsen sie Kosten sprungweise, so daß die Kostenverminderung des kürzeren Hubes dadurch mehr als aufgezehrt werden kann. Es ist jedoch zu beachten, daß die Maschinen mit gekröpfter Welle auch etwas höhere Kolbengeschwindigkeiten vertragen, wodurch dann die Mehrkosten der Kröpfung und des Gabelgestells z. T. wieder aufgehoben werden.

Bei kleinen Maschinen sind die Kosten der Stirnkurbelanordnung von denen der Anordnung mit gekröpfter Welle nicht so stark verschieden wie bei großen.

316. Die in den Art. 310 bis 315 an Hand der Stirnkurbeltandemmaschine behandelten Fragen haben mit kleinen Abänderungen allgemeinere Bedeutung und gelten im Prinzip auch für Einzylindermaschinen (Maschinen mit einstufiger Expansion). Die Behandlung beleuchtet die Frage der Kolbengeschwindigkeit, des Hubverhältnisses, der Grenze der Stirnkurbelanwendung nach manchen Richtungen hin.

317. Es sei noch kurz eine **stehende Maschine** von der gleichen Leistung wie bisher **für eine** (mit Rücksicht auf die Arbeitsmaschine) **verhältnismäßig hohe Drehzahl,** die vorweg jedoch nicht festgelegt sein soll, behandelt.

Für hohe Drehzahlen eignen sich Maschinen mit 2 um 180° gegeneinander versetzten Kurbeln, möglichst in stehender Anordnung und selbstverständlich mit gekröpfter Welle und nahe beinanderliegenden Zylindern. Der Wirkungsgrad solcher Maschinen wird wegen des guten Kräfteausgleichs und Massenausgleichs des 180°-Versatzes trotz des kurzen Hubes, den die hohe Drehzahl erfordert, noch recht gut sein. Er werde daher ebenso groß angenommen wie bei den vorher behandelten langhubigeren Maschinen gleich 0,90°. Damit wird die indizierte Leistung wie bisher gleich $\frac{250}{0,9} = 278$ PS$_i$. Der mittlere Eintrittsdruck und der mittlere ruduzierte Druck mögen ebenso groß angenommen werden wie bei der Maschine Art. 308, nämlich gleich 12 at abs. und 2,28 at, ebenso das Volumenverhältnis gleich 1 : 3. Die Kolbengeschwindigkeit werde vorerst normal mit $a = 1,6$ und $b = 0,09$ gewählt. Da 2 Kurbelgetriebe vorhanden sind, ist $N' = \frac{1}{2} N = \frac{1}{2} 250 = 125$ einzusetzen. $c = 1,6 + 0,09 \sqrt{125} = 2,605$. Damit wird

$$F_n = \frac{75 N_i}{p_{\text{red}}\, c} = \frac{75 \cdot 278}{2,28 \cdot 2,605} = 3510 \text{ cm}^2.$$

D_n wird, ohne zunächst den Kolbenstangenabzug zu berücksichtigen, der Kreistabelle gleich 67 cm entnommen.

Für $\frac{s}{D}$ werde vorerst der kleinste empfohlene Wert von 0,65 eingeführt, mit dem $s = 0,65 \cdot 67,0 = 43,4$ cm wird. Der Hub mag (unterhalb von 500 mm) auf ganze 50 mm (vgl. Art. 17) gerundet werden und gleich 0,45 m gewählt werden; es wird damit

$$n = \frac{30 \cdot c}{s} = \frac{30 \cdot 2,605}{0,45} = 174,$$

gewählt werde $n = 175$, womit $c = 2,625$ wird.

Jetzt wird F_n nach Gleichung (32) mit $n = 175$ und $s = 0,45$ berechnet und gleich 3480 cm² gefunden. Bei einer einseitig durchgeführten Kolbenstange wird mit $\varphi = 1,006$

$$\frac{\pi}{4} D_n^2 = 1,006\, F_n = 1,006 \cdot 3480, \qquad D_n = 66,8 \text{ cm},$$

gerundet gleich 67 cm.

318. Durch solche Rechnungen findet man das Gebiet, in dem Hub und Drehzahl bei der besonderen Maschinenart etwa liegen kann, wenn eine Maschine mit hoher Drehzahl, die noch kein ausgesprochener Schnellläufer sein soll, gewünscht wird. Man kann nun noch weitere Rechnungen, bei denen man über Hub und Drehzahl freier verfügt, ausführen; hierbei kann man für die größeren Hübe über die normale Kolbengeschwindigkeit auch etwas hinausgehen, ohne gewärtigen zu müssen, auf Schwierigkeiten oder Sonderkonstruktionen zu stoßen (Anhang 1, Art. 22).

319. Wenn eine Maschine, für welche das Gebiet der für sie geeigneten Drehzahl auf dem angegebenen Weg gefunden ist, eine **Wechselstrom-** oder **Drehstrommaschine** direkt gekuppelt antreiben soll, hat man zu beachten, daß die Drehzahl durch die Wechselzahl und durch die Polzahl an gewisse, mit der Polzahl sich sprungweise ändernde Werte gebunden ist.

Allgemein gilt der selbstverständliche Satz: Das Produkt aus Polpaarzahl p und Drehzahl in der Zeiteinheit ist gleich der Periodenzahl in der

gleichen Zeiteinheit. Da für die Drehzahl die Minute, für die Periodenzahl P die Sekunde als Zeiteinheit benutzt wird, ist (indem 60 P die Periodenzahl in der Zeiteinheit der Drehzahl ist) $n\,p = 60\,P$, also

$$n = \frac{60\,P}{p}.$$

Für die am häufigsten vorkommende Periodenzahl von 50 in der Sekunde gilt dann die nachfolgende Zahlenreihe bei der Polzahl $2\,p$

$2\,p =$	2	4	6	28	32	36	40	48	56	64
$n =$	3000	1500	1000	214	188	166	150	125	107	94

Die ersten Polzahlen 2 bis 6 gelten für Antrieb durch Dampfturbinen, die weiteren für Kolbenkraftmaschinen.

320. Mit der obigen Drehzahl 175 würde $p = 17{,}14$. Mit Abrundung auf die nächstliegende ganze Zahl wird $p = 17$, die Zahl der Pole gleich 2 mal 17 = 34. Die zugehörige Drehzahl ergibt sich mit der obigen Gleichung gleich 176,5. Mit dieser Drehzahl und 0,45 m Hub gerechnet würde der Kolbendurchmesser etwas kleiner, als oben gefunden, werden; doch mag an dem obigen Durchmesser festgehalten werden, so daß der Regulator eine etwas andere Füllung bei normaler Leistung einstellen wird, als ursprünglich für sie vorausgesetzt wurde.

Wenn die Elektrofirma Maschinen mit 34 Polen nicht ausführt, sondern nur solche mit den in obiger Tabelle angegebenen Zahlen, wird man sich zwischen 187 und 150 Umdrehungen zu entscheiden haben. Eine Maschine von 250 PS und 187 Umdrehungen würde sich schon stark dem Schnelläufertyp nähern. Es werde daher die Maschine mit 150 Umdrehungen gewählt und der Hub auf 0,5 m oder 0,55 m vergrößert. Die Kolbengeschwindigkeit wird mit diesen Hüben dann gleich 2,5 bzw. 2,75 m. Die letztere Kolbengeschwindigkeit kann bei dem größeren Hub zugelassen werden.

F_n wird dann mit der Formel (32) gefunden. Vgl. über kurzhubige und langhubige Maschinen Anhang 1, Art. 19, und vorne Art. 310 bis 316.

Triebwerkskräfte der Verbundmaschinen.

320. Die der Berechnung des Triebwerkes zugrunde zu legenden Kräfte werden im Prinzip genau so gefunden wie bei Maschinen mit einstufiger Expansion, jedoch für Hochdruck- und Niederdruckzylinder getrennt. Man subtrahiert also durch Übereinanderlegen der Diagramme der beiden Kolbenseiten die Gegendrucke der einen Kolbenseite von den Treibdrucken den anderen, vgl. Fig. 5, S. 13, und Art. 28 bis 30.

Während aber bei einstufigen Maschinen die so festgestellten statischen Höchstkräfte fast unabhängig von der Füllung und Leistung sind, treten bei Verbundmaschinen mit unveränderlicher Füllung des Niederdruckzylinders starke Veränderungen der Höchstkräfte mit der Füllungsveränderung des Hochdruckzylinders ein, und zwar in dem Sinne, daß bei Steigerung der Leistung die Höchstkräfte im Hochdruckzylinder abnehmen, im Niederdruckzylinder zunehmen, und daß bei Verminderung der Leistung das Umgekehrte eintritt (vgl. Anhang 17 gegen den Schluß hin).

Einschaltung über unveränderliche und veränderliche Niederdruckfüllung.

321. Bei normalen Betriebsmaschinen ist ziemlich allgemein die Füllung des Niederdruckzylinders unveränderlich. Zwar würde eine Veränderung in der Weise, daß der Aufnehmerdruck bei Änderungen der Leistung einiger-

maßen konstant bleibt, von Nutzen sein. Der Nutzen steht aber nicht im Verhältnis der Mehrkosten, welche eine Reguliersteuerung am Niederdruckzylinder verursachen würde. Deshalb begnügt man sich mit der Verstellung der die Dampfzufuhr zur Maschine bestimmenden Füllung des Hochdruckzylinders.

322. Anders liegen die Verhältnisse bei den von Hand verstellten umsteuerbaren Maschinen (Lokomotiven, Schiffsmaschinen, Walzenzugmaschinen, Fördermaschinen). Bei ihnen wird die Füllung des Niederdruckzylinders stets mitverstellt. Es gilt daher für sie das in Art. 322 bis 335 über die ungünstige Kräfteverschiebung Gesagte nicht, oder doch nur soweit, als die Füllungsverstellung des Niederdruckzylinders nicht ganz der Konstanthaltung des Aufnahmedruckes angepaßt werden kann.

323. Zuweilen macht man die Füllung des Niederdruckzylinders, auch bei Maschinen mit selbsttätig durch einen Fliehkraftregler regulierter Hochdrucksteuerung, von Hand verstellbar (wofür als Schiebersteuerung auch heute noch die Doppelschiebersteuerung von Meyer beliebt ist, während bei Corlißsteuerungen und Ventilsteuerungen für die Verstellung der Niederdruckfüllung von Hand Lenkersteuerungen bevorzugt werden). Solche Anordnungen verteuern die Maschine nur unbedeutend und sind in dem Falle von Nutzen, daß die Betriebsart des Werkes nur kleine Belastungsschwankungen aufweist, aber zu gewissen Tages- oder Jahreszeiten längere Zeit eine verstärkte Leistung verlangt.

324. Anzapfverbundmaschinen, d. h. solche Verbundmaschinen, aus deren Aufnehmer Dampf für Heiz- oder Kochzwecke entnommen wird, erhalten stets eine Einrichtung, um den Druck im Aufnehmer konstant zu halten, und zwar in erster Linie mit Rücksicht auf die Heizanlage, die einen konstanten Entnahmedruck verlangt. Selbst wenn die Füllung des Hochdruckzylinders, d. h. die eingeführte Dampfmenge, konstant bleibt, würde hier bei unveränderter Niederdruckfüllung sich der Druck im Aufnehmer sofort ändern, wenn sich die Menge des in der Zeiteinheit entnommenen Dampfes ändert; daher wird der Niederdruckzylinder mit einer Füllungsreguliervorrichtung versehen, deren Aufgabe es ist sowohl die von der Entnahmemenge herrührenden Schwankungen des Aufnahmedruckes wegzuregulieren als auch die von der veränderten Belastung der Maschine herrührenden.

Die Füllung des Niederdruckzylinders wird hierbei durch eine geeignete Reguliervorrichtung selbsttätig vom Druck im Aufnehmer bzw. dem Druck in der Heizanlage beeinflußt.

325. Durch die Änderung, welche die Kraftverteilung bei unveränderter Niederdruckfüllung und veränderlicher Maschinenbelastung erfährt, geht ein Teil des Gewinns, welchen die Verbundmaschine gegenüber der einstufigen Maschine hinsichtlich der geringen Triebwerksbelastung oder der Zulässigkeit höherer Eintrittsdrucke besitzt (vgl. Anhang 17, Art. 23) wieder verloren.

326. Diese Minderung tritt selbst bei fester Niederdruckfüllung dann nicht ein oder ist ganz unbedeutend, wenn die Leistung der Maschine weniger durch die Füllung des Hochdruckzylinders als durch die Drehzahl verändert wird. Der Fall liegt vor bei *Kolbenpumpen*, besonders solchen, die vorwiegend Förderhöhe, weniger Widerstandshöhe, zu überwinden haben. Hier genügt eine ganz geringe Veränderung der Füllung im Hochdruckzylinder,

um namhafte Änderungen der Drehzahl und damit der Leistung hervorzubringen. Vgl. hierzu auch, was im „Führer" 47, 5 über die „Leistungsfunktion" gesagt ist.

Ende der Einschaltung über die unveränderliche Niederdruckfüllung.

327. Die Triebwerke zwei- und mehrkurbeliger Verbundmaschinen werden im Interesse einfacher Herstellung gleich stark ausgeführt. Wenn z. B. bei Zweikurbelmaschinen die Höchstkräfte des einen Zylinders kleiner sind als die des anderen, werden die Triebwerke nicht voll ausgenutzt. Man wird also das Volumenverhältnis und die Dampfverteilung so wählen, daß die Höchstkräfte der einzelnen Zylinder einigermaßen übereinstimmen (vgl. Anhang 17, Art. 18 bis 24) oder doch zwischen dieser und anderen Forderungen einer ihrem Gewicht entsprechenden Weise zu vermitteln haben.

328. Die Feststellung der Höchstkräfte ist freilich ziemlich umständlich und z. T. auch unsicher; man muß dazu genau genommen außer dem Diagramm für die Entwurfsfüllung noch die Diagramme für die größte und kleinste Leistung mit Hilfe der Dampfraumdiagramme konstruieren und müßte diese Arbeit nach etwa notwendig gewordenen Änderungen in den Annahmen unter Umständen noch einmal wiederholen. Dabei leidet die Feststellung der Diagramme noch an der Unsicherheit der Frage, wie sich die Niederschlagsdifferenz bei der Belastungsänderung gegenüber der bie der Entwurfsfüllung geschätzten ändert (vgl. Anhang 17 gegen den Schluß hin).

329. Um diesen umständlichen Ermittlungen aus dem Wege zu gehen, kann man folgende Betrachtung zwecks roher Schätzung der Kräfteverschiebung anstellen. Bei Veränderung der Leistung durch Veränderung der Füllung des Hochdruckzylinders verändert sich das durch die Maschine, insbesondere auch durch den Niederdruckzylinder gehende Dampfgewicht. Hier interessiert besonders das sichtbare, d. h. das im Dampfdiagramm in Erscheinung tretende Dampfgewicht, welches auch für p_{red} und die Leistung bestimmend ist. Das beim Abschluß der Einlaßsteuerung des Niederdruckzylinders in ihm enthaltene Dampfvolumen bleibt wegen der Unveränderlichkeit der Füllung des Niederdruckzylinders unverändert. Das Dampfgewicht kann sich also nur durch Veränderung des spezifischen Gewichtes ändern. Setzt man das spezifische Gewicht des Reindampfes näherungsweise dem Druck proportional, so folgt, daß die Drucksteigerung dem sichtbar erbeitenden Dampfgewicht proportional ist.

330. Dieses ist aber nicht proportional der Leistung sondern ändert sich in dem in Frage kommenden Gebiet stärker als diese. Man kann, wenn man sich bei der Wahl der Füllung oder von p_{red} für die Normalleistung nicht allzuweit von den in diesem Werk empfohlenen Werten entfernt die Zu- und Abnahme der absoluten Spannungen im Niederdruckzylinder ungefähr nach der folgenden Zahlenreihe schätzen.

Maschinenleistung in Teilen der Normalleistung	0,4	0,7	1	1,2	1,3	1,35	1,4
Absolute Spannungen in *NDZ* in Teilen derjenigen bei Normalleistung	0.33	0,63	1	1,27	1,42	1,48	1,54

Die Zahlen rechts von der 1 sind für die Eintrittslinie des Niederdruckzylinders, die links von der 1 für die Gegendrucklinie des Hochdruckzylinders (für die noch der Sperrverlust zuzuschlagen ist) bedeutsam.

331. Wenn also eine Maschine um 35% in der Leistung steigerungsfähig über die Normal- oder Nennleistung ist, steigen die absoluten Spannungen im Niederdruckzylinder schätzungsweise um 48% Die Kräfte steigen in einem etwas anderem Verhältnis, wenn der Gegendruck konstant ist. Wenn z. B. die größte Spannung im Niederdruckzylinder bei der Normalleistung gleich 2,3 at abs ist und der Gegendruck gleich 0,2, so kann man bei 35% Leistungssteigerung die größte absolute Spannung gleich $1{,}48 \cdot 2{,}3 = 3{,}404$ at schätzen, die für die Triebwerksberechnung zugrunde zu legende Kraft ist also gleich $F_n\,(3{,}404 - 0{,}2)$. Die Kräfte verhalten sich wie $(2{,}3 - 0{,}2) : (3{,}404 - 0{,}2) = 1 : 1{,}52$. Da aber der Gegendruck infolge der Verschlechterung des Vakuum und der Abflußverhältnisse bei größerer Leistung und Dampfmenge meist etwas zunimmt, mag man auch für die Kräftesteigerung des Verhältnis 1 : 1,48 bei 35% Leistungssteigerung gelten lassen.

332. Im Hochdruckzylinder treten bei unveränderter Niederdruckfüllung die größten Kräfte bei der kleinsten Leistung auf, weil bei dieser der Aufnehmerdruck und damit der Gegendruck im Hochdruckzylinder am niedrigsten ist. Die Kräfteveränderung ist aber im Hochdruckzylinder wesentlich kleiner als im Niederdruckzylinder, weil die gleichen Änderungen der spezifischen Drucke auf die wesentlich kleinere Kolbenfläche F_h wirken. Man übersieht außerdem sofort, daß der größte vorkommende Druckunterschied kleiner ist als $F_h\,(p_1 - p_9)$, worin p_1 der Eintrittsdruck im Hochdruckzylinder, p_9 der Ausschubgegendruck im Niederdruckzylinder ist.

Mit der Tabelle Art. 330 ergibt sich für eine Leistungsverminderung auf 40% der Normalleistung, ein Gegendruck von 0,33 von dem Gegendruck an der ungünstigsten Stelle. Beträgt dieser bei der Normalleistung z. B. 2,1 at abs, so ist die Verkleinerung: $2{,}1\,(1 - 0{,}33) = 1{,}36$, also geringfügig im Verhältnis zu den großen Druckunterschieden, die im Hochdruckzylinder an sich auftreten: Beträgt der Druckunterschied im Hochdruckzylinder an der ungünstigsten Stelle bei der Normalleistung z. B. 6,3 at, so macht die eben errechnete Veränderung des Gegendruckes von 1,36 nur rund 22% statt der beim Niederdruckzylinder bei 35% Leistungssteigerung gefundenen 52% aus.

333. Hieraus geht hervor, daß man zweckmäßig von vorneherein beim Entwurf des Diagramms für die Normalleistung dem Hochdruckzylinder eine größere Kraft zuweist als dem Niederdruckzylinder, wenn man für die Wahl des Volumenverhältnisses und des Spannungsabfalls am Ende der Hochdruckexpansion eine günstige Belastung des Triebwerkes in den Vordergrund stellt. Man kann auch so vorgehen, daß man den Entwurf für eine etwas übernormale Füllung durchführt und für diese Gleichheit der Triebwerkskräfte erstrebt. Die Abmessungen der Maschine würden dann, wenn man die nachträgliche Verzeichnung des Diagramms für die normale Leistung unterlassen will, mit einem geeigneten Normalwert für p_{red} zu berechnen sein (vergl. auch Art. 294 bis 296).

334. Wenn etwa andere Rücksichten bei der Bemessung des Volumenverhältnisses und des Spannungsabfalls auf übermäßig große Kräfte im Hochdruckzylinder führen, kann man der Steigerung der Kräfte bei kleinsten Füllungen durch zweckmäßige Wahl und Konstruktion der Steuerung

entgegenwirken: Richtet man sie für absolute Nullfüllung ein, so kann man z. B. bei einer Stellexzentersteuerung die Scheitellinie mit kleinem Voreinströmungswinkel in den Deckungskreis einmünden lassen und gleichzeitig, um die großen Füllungen nicht zu benachteiligen, eine flache und entsprechend stark geneigte Scheitellinie anwenden. Dann ergeben sich bei kleinsten Füllungen starke Drosselungen, welche die Höchstkräfte vermindern. Drosselung bei kleinsten Füllungen ist aber wirtschaftlich kaum von irgendwelchem Nachteil (vgl. Führer 47, 23—27).

335. Günstiger als bei Maschinen mit eigenem Kurbelgetriebe für jeden Zylinder liegen die Verhältnisse bezüglich der Kräfteverschiebung bei den Einkurbelverbundmaschinen (Tandemmaschinen). Es addieren sich hier die Kräfte des Hoch- und Niederdruckzylinders an der Kolbenstange. Eine Veränderung des Aufnehmerdruckes infolge unveränderter Niederdruckfüllung bei steigender Leistung bringt zwar eine Vergrößerung der Kolbenkraft des Niederdruckzylinders hervor, aber gleichzeitig nimmt die Kolbenkraft des an derselben Kolbenstange wirkenden Hochdruckzylinders, wenn auch entsprechend der kleineren Kolbenfläche in geringerem Maße ab. Das ist ein vielfach nicht beachteter Vorzug der Tandemmaschine-Kolben. Die beiden Kolben und die Kolbenstange des hinteren Zylinders werden natürlich von den vollen anteiligen Druckänderungen betroffen.

Triebwerkskräfte beim Antrieb von Kolbenarbeitsmaschinen mit der durchgeführten Kolbenstange.

336. Wenn mit der durchgehenden Kolbenstange einer Dampfmaschine eine Kolbenarbeitsmaschine (Wasserpumpe, Gebläse, Kompressor) angetrieben wird, sind zur Bestimmung der auftretenden Gesamtkräfte die Überdruckdiagramme aus den Arbeitsdiagrammen der angetriebenen Maschinen ganz entsprechend dem Verfahren bei Dampfmaschinen zu bilden. Darauf sind die Arbeitsdiagramme der Dampfmaschine und der Arbeitsmaschine entsprechend dem Verhältnis der Kolbenflächen, auf gleichen Maßstab der Kräfte zu bringen. Die an der Kolbenstange wirkenden Kräfte sind dann für die verscheidenen Kolbenstellungen algebraisch zu addieren. Dabei werden die Kräfte der Arbeit verbrauchenden Maschine im allgemeinen denen der Dampfmaschine entgegengesetzt sein, so daß die algebraische Summe die Differenz der absoluten Werte der beiden Kräfte ist.

An den für die Triebwerksbemessung **wichtigsten Stellen,** den Hubenden **ist jedoch** im allgemeinen **das Umgekehrte der Fall:** die Kräfte sind gleichgerichtet und ihre absoluten Werte addieren sich. Bei der Dampfmaschine tritt der statische Druckwechsel vor dem Hubwechsel, bei den Kolbenarbeitsmaschinen hinter demselben ein. Bei Wasserpumpen ist die Verschleppung der Kräfteumkehr durch den verspäteten Schluß der Saugventile, durch die Elastizität des Pumpenkörpers und durch die Expansion der in dem Wasser in Blasenform etwa enthaltenen Luft, bedingt. Bei Kompressoren und Gebläsen dauern infolge der Expansion des schädlichen Raumes die mit den Dampfkräften gleich gerichteten Kräfte ziemlich lange, über den Hubwechsel hinaus an.

337. Es ergeben sich also für die Triebwerksbemessung sehr starke Kräfte, die hauptsächlich bei den Festigkeitsmaßen zur Geltung kommen. Die Gleitflächenabmessungen werden dagegen in mäßigen Grenzen bleiben, da für sie, soweit die Wärmeentwicklung bestimmend ist, vorwiegend die

Differenz der Kräfte wirksam ist. Es wird sich in wichtigen Fällen für die Gleitflächenbemessung die Aufstellung des Zeitmitteldruckdiagramms nach Anhang 6 empfehlen, entweder für den besonderen Fall oder auch, um generell für einen Maschinentyp, ähnlich wie es in Art. 8 u. 9 des Anhanges geschehen ist, das auf die statische Höchstkraft zu beziehende q_h zu ermitteln, welches dann ohne jedesmalige Entwicklung des Zeitmitteldruckdiagramms den Rechnungen ähnlicher Maschinen zugrunde zu legen ist.

Bemerkt sei noch hinsichtlich des anzuwendenden Eintrittsdruckes der Dampfmaschine, daß man mit ihm wegen der andernfalls gar zu hohen Kräfte an den Hubenden beim Antrieb von Pumpen, Gebläsen und Kompressoren von der durchgehenden Kolbenstange aus nicht so hoch hinaufgeht wie bei anderen Dampfmaschinen und daß man hier auch der Verbundmaschine wegen der geringeren Kräfte fast stets vor der einstufigen Maschine den Vorzug gibt. Grundsätzlich gilt das in Art. 336 und 337 Gesagte auch von der einstufigen Maschine.

Steuerung.

Einführende Aufgaben.

338. Der Entwurf und schon die Bestimmung der wenigen geometrischen Hauptgrößen einer von einem Geschwindigkeitsregulator zu beeinflussenden Reguliersteuerung bieten besonders dem Anfänger nicht unerhebliche Schwierigkeiten, welche zum großen Teil darin liegen, daß es eine bestimmte Lösung selbst dann nicht gibt, wenn die Art der Steuerung genau vorgeschrieben ist. Die Möglichkeiten bei der Wahl gewisser Grundgrößen und die dabei zu nehmenden Rücksichten sind so zahlreich, daß der weniger Geübte leicht fehlgehen kann und auch der Vorgeschrittene nicht immer das Zweckmäßigste trifft.

Die Schwierigkeiten in der Abwägung gewisser widerstreitender Rücksichten sind bei den einfachen Steuerungen oft größer als bei den komplizierteren. So fällt bei den Doppelschiebersteuerungen die Einwirkung der Füllungsverstellung auf die Voreinströmung fort, welche bei Steuerungen mit Einfachabschluß (Einfachschiebersteuerungen und Ventilsteuerungen) in eigenartigem, je nach der Form der Scheitellinie verschiedenem Zusammenhang mit der Füllung steht, welcher ein Abwägen der mannigfachen Rücksichten, wie Innehaltung angemessener Voreinströmung und ausreichender Öffnungsweiten bei mäßiger Größe der Exzenter, verlangen. Der einfache Muschelkolbenschieber für Ein- und Auslaß, von einem Flachregler beeinflußt, verlangt die weitgehendsten gegenseitigen Rücksichtnahmen, da die Mitbeeinflussung des Auslasses durch den Regulator bei Wahl der Verhältnisse der Einlaßsteuerung mitspricht.

339. Allzuviel Regeln für die Wahl der einzelnen Größen bei verschiedenen Steuerungsarten zu geben, um den Studierenden schnell und sicher zu irgend einem brauchbaren Endergebnis zu führen, ist auch nicht rätlich, weil damit der Hauptlehrwert der Steuerungsentwurfsaufgaben verloren ginge. Solche Sonderregeln könnten doch nur den Charakter von Rezepten haben und würden den Studierenden der wichtigen Aufgabe des Abwägens der mannigfachen widerstreitenden Rücksichten entheben, welches gerade das eigentliche Wesen jeder konstruktiven Tätigkeit ausmacht.

340. Um den Studierenden in das Gebiet einzuführen, sollen, bevor die veränderliche Reguliersteuerung für die vorliegende Aufgabe behandelt wird, einige einfache Steuerungsaufgaben bis zur Festlegung der geometrischen Hauptgrößen durchgearbeitet werden, und zwar, da bei Einfachabschluß der Entwurf für kleine Füllungen durch Hervortreten widerstreitender Rücksichten schwieriger ist als für große Füllungen, zunächst eine Steuerung mit unveränderlicher, verhältnismäßig großer Füllung, wie sie bei Niederdruckzylindern von Verbundmaschinen vorkommen.

Dann soll eine Reguliersteuerung mit Flachregler und getrenntem Ein- und Auslaß für mittelgroße Normalfüllung (Hochdruckzylinder von Verbundmaschinen) behandelt werden und schließlich der Entwurf der Steuerung der vorliegenden Aufgabe (Reguliersteuerung für die durchschnittlich kleinen Füllungen der Einzylindermaschine mit getrennt gesteuertem Ein- und Auslaß) genauer durchgeführt werden.

Um die bei Ventilsteuerungen sich stellenden, durch ihre Eigenart bedingten besonderen Aufgaben zunächst auszuschalten, wird zuvor eine der Ventilsteuerung äquivalente Kolbenschiebersteuerung behandelt werden, welche bis auf eine nachträglich festzustellende Maßstabsgröße schon die Maßverhältnisse der Regulierexzenter für die Ventilsteuerung liefert.

341. Den einzelnen Steuerungsaufgaben soll stets der gleiche Dampfzylinder mit den Abmessungen der Aufgabe, also mit einem Durchmesser von 420 mm und einem Hub von 600 mm bei 130 Touren pro Minute, zugrundegelegt werden.

Bei einem Kolbenstangenquerschnitt von 44 cm^2 ist die mittlere Kolbenfläche $F = 1385 - {}^1/_2\,44 = 1363$. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit ist $c = 2{,}6$ m.

Vor der Durcharbeitung der nachfolgenden Steuerungsaufgaben ist der Anhang 19 zu studieren, ferner von Studierenden, die mit Steuerungsdiagrammen wenig vertraut sind, auch der Anhang 21.

Steuerung für unveränderliche Füllung.

342. Für den Niederdruckzylinder einer Verbundmaschine mit unveränderlicher Füllung sollen die Hauptmaße der Steuerung bestimmt werden. Es möge zunächst angenommen werden, daß Einlaß und Auslaß getrennte Schieber und getrennten Antrieb durch besondere Exzenter erhalten, so daß die Maßverhältnisse der Einlaßsteuerung ohne Rücksicht auf den Auslaß (und umgekehrt) bestimmt werden können. Die Füllung beim Abschluß des Schiebers betrage 55%.

Die mittlere Dampfgeschwindigkeit w werde entsprechend der Aufstellung im Anhang 19 $= 45$ m, d. h. $w_z = \pi/_2 45 = 70{,}7$ m, gesetzt und ein Drosselweg von 50% des Füllungsweges zugelassen.

343. Die Kanalbreite b (senkrecht zur Schieberschubrichtung gemessen) werde gleich ${}^2/_3$ bis ${}^3/_4$ des Zylinderdurchmessers gemacht (${}^2/_3$ bis ${}^3/_4$ 420 $= 287$ bis 315). Gewählt werde $b = 300$ mm.

Für die große hier gegebene Füllung wäre ein ähnliches Verfahren anwendbar, wie es für die Berechnung der Kanalquerschnitte und die Bestimmung des Diagrammaßstabes der Auslaßsteuerung üblich ist und auch (zu Unrecht) vielfach allgemein für Einlaß empfohlen wird (vgl. Anhang 9, Art. 10 u. 11), mit ihm würde sich die Kanalweite ergeben aus

$$f\,w = F\,c; \quad f \cdot 45 = 1363 \cdot 2{,}6; \quad f = 78{,}8 \text{ cm}^2;$$

aus $a_e\, b = f$ folgt mit $b = 30$ cm; $a_e\, 30 = 78{,}8$; $a_e = 2{,}62$ cm, woraus dann weiter die Exzentrizität bestimmt werden könnte.

Es soll jedoch hier schon das allgemeine Verfahren, welches auch für mittlere Füllungen verwendbar ist, an dem einfachen vorliegenden Fall erläutert werden.

344. Um die erwünschten Kanalöffnungen bei den verschiedenen Kurbelwinkeln zu erhalten, muß man zuerst o_m bestimmen.

Nach Anhang 19, Gleichung 11, ist mit den Werten Art. 343 zu setzen

$$o_m = \frac{F\,c}{b\,w} = \frac{1363 \cdot 2{,}6}{30 \cdot 45} = 2{,}62 \text{ cm},$$

ebenso groß wie a_e.

Um die erforderliche Exzentrizität zu finden, verzeichne man den Schieberkreis in einem beliebigen bequemen Maßstab, zu empfehlen ist $2\,r = 100$ mm[1]). Den Voreinströmungswinkel ε (Fig. 121) wähle man für Schiebersteuerungen mit unveränderlicher Füllung[2]) etwa $= 10°$. Dann bestimme man für unendliche Stangenlänge die Kurbelstellung $M\,H$, in welcher der Abschluß für 55 Prozent Füllung (gemäß Aufgabe) erfolgt, und ziehe die Deckungslinie $V\,H$.

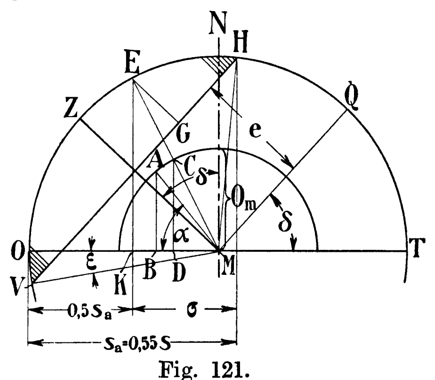


Fig. 121.

345. Durch die Verzeichnung der Deckungslinie $V\,H$ ist schon der Voreilwinkel δ und das Verhältnis e/r der Einlaßüberdeckung zur Exzentrizität festgelegt. Der Voreilwinkel ist der Winkel $Q\,M\,T$ mit $M\,Q \,//\, V\,H$ oder der ihm gleiche Winkel $Z\,M\,N$ mit $M\,Z \perp V\,H$. Fast in der ganzen Literatur (Hütte, Leist, Dubbel) bezieht man sich auf den Winkel $Q\,M\,T$. Hier soll aus dem in Anhang 21, Art. 81 bis 84 erörterten Gründen der Winkel $Z\,M\,N$ benutzt werden und die gewählte Darstellung als Sehnenlotdarstellung, die andere, bisher übliche, als Sehnenparalleldarstellung bezeichnet werden.

346. Man könnte nun die mit der willkürlich angenommenen Exzentrizität von 50 mm erreichten Kanalöffnungen abgreifen und als Funktion des Kolbenweges auftragen. Die damit erhaltene Kurve der erreichten

---

[1]) In den nachstehenden Diagrammen sind der Deutlichkeit halber und um die Übersicht bei den Erläuterungen zu erleichtern einzelne Linie kräftiger hervorgehoben. Beim Entwurf von Steuerungsdiagrammen zeichne man jedoch, da die einzelnen Größen geometrisch durch Abgreifen gefunden werden sollen, alle Linien so fein wie möglich (glattes Papier, flach gespitzte Bleistifte; beim Ausziehen gute Ziehfedern, leichtflüssige Tusche, am besten angeriebene chinesische Tusche (vgl. z. B. Fig. 138, S. 158). Bei Studienzeichnungen bietet die Verwendung verschiedener Farben ein gutes Mittel, um auch bei gleichmäßig dünnen Linien die Übersicht zu wahren.

Will man bei schwarzer Darstellung einige Linien stärker hervorheben, so greife man die durch sie gefundenen Maße vor dem Ausziehen ab und schreibe sie in das Diagramm ein.

Maße, welche durch Abgreifen gefunden sind, sollten im Diagramm durch ein geeignetes Zeichen als solche kenntlich gemacht werden, z. B. durch eine über die Maßzahl gesetzte Klammer ⌐¬ (vgl. Fig. 138, S. 158).

[2]) Über die Wahl des Voreinströmungswinkels für Schieberreguliersteuerungen vgl. Art. 368 und 382, für Ventilsteuerungen Art. 468 u. 475 (Fußnote).

Kanalöffnungen (Fig. 122) würde der Bedingung noch nicht genügen, daß der Drosselweg die in der Aufgabe festgesetzte Größe hat. Um das zu erreichen, muß die Kurve der erreichten Kanalöffnungen affin im Verhältnis m/n (mit $O\,T$ als Nullinie) vergrößert werden, derart, daß Punkt H auf Punkt K fällt. Das wird aber im Entwurf dadurch erreicht, daß man das ganze Schieberdiagramm geometrisch ähnlich im Verhältnis m/n vergrößert (oder wenn m kleiner ist als n, verkleinert).

In Fig. 123 ist entsprechend Anhang 19, Art. 14 Schluß, der Maßstab für den Kolbenweg so gewählt, daß die Kurve der erwünschten Kanalöffnungen ein Kreis wird. Die Kurve der erreichten Kanalöffnungen ist durch Abgreifen der Öffnungsgrößen aus dem Schieberdiagramm mit 100 mm Durchmesser entnommen wie in Fig. 122.

347. Zur Bestimmung des Vergrößerungsmaßstabes m/n für das Diagramm ist es aber gar nicht erforderlich, die mit dem vorläufigen Diagramm sich ergebende Kurve der erreichten Kanalöffnungen zu verzeichnen.

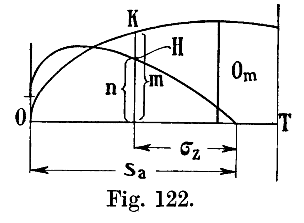


Fig. 122.

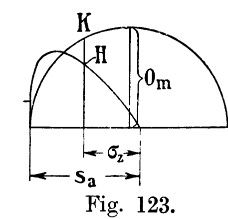


Fig. 123.

Das nachstehende vom Verfasser herrührende Verfahren führt unmittelbar zum Ziel.

Man bestimme in Fig. 121 diejenige Kolbenstellung K, in welcher die Drosselung soll beginnen dürfen, indem man von s_a den zugelassenen Drosselweg σ abzieht, und suche die zu K gehörige Kurbelstellung $M\,E$ (hier für unendliche Stangenlänge, um zunächst Mittelwert für die Kurbel- und Deckelseite zu erhalten) auf. In dem vorläufigen Diagramm ist dann $E\,G$ die erreichte Kanalöffnung. Diese soll aber bei der fraglichen Kurbel- und Kolbenstellung gerade gleich der erwünschten Kanalöffnung sein. Diese letztere findet man, indem man einen Kreis mit o_m schlägt, der den Kurbelstrahl $M\,E$ in C schneidet. $C\,D$ ist die erwünschte Kanalöffnung.

Damit die erreichte Kanalöffnung bei dieser Kurbelstellung ebenso groß wird wie die erwünschte, muß das Schieberdiagramm im Verhältnis

$$\frac{C\,D}{E\,G}$$

vergrößert werden[1]). Es wird abgegriffen $C\,D = 23{,}5$ und $E\,G = 16{,}8$ mm. Es ist also die Exzentrizität zu machen

$$r = \frac{23{,}5}{16{,}8}\,50 = 70 \text{ mm}$$

und das ganze Diagramm geometrisch ähnlich in dem angegebenen Verhältnis zu vergrößern. Die Kurve der erwünschten Kanalöffnungen bleibt natürlich von dieser Maßstabänderung unberührt. Die Verzeichnung des Kreises mit o_m kann auch unterbleiben. Man kann, um $C\,D$ zu finden, o_m einfach auf dem Kurbelstrahl $M\,E$ bis C abtragen und von C nach der Linie $O\,T$ herüber messen. Die Auftragung des Diagramms in natürlicher Größe mit $r = 70$ mm ergibt $e = 42{,}5$ mm. δ bleibt wie im vorläufigen Diagramm $= 47\,°$. Es ist auch möglich, die Größen $E\,G$ und $C\,D$ rechnerisch und damit präziser zu finden, doch genügt wegen der der Annahme von w oder w_z anhaftenden Willkür die graphische Ermittelung bei sorgfältiger Auftragung.

---

[1]) Wenn $E\,G$ in anderen Fällen größer ausfallt als $C\,D$, tritt eine Verkleinerung ein.

348. Die Exzentrizität von 70 mm ist für eine Maschine der vorliegenden Größe unbequem groß. Es möge daher zu zweikantigem Abschluß durch einen Gitter- oder Kanalschieber übergegangen werden.

Wenn in Aussicht genommen wird, den Auslaß durch denselben Schieber zu steuern wie den Einlaß, wird der Trickschieber oder der Pennschieber geeignet sein. Die Wahl möge einstweilen noch offen bleiben und erst nach Ermittelung der erforderlichen Auslaßöffnungen getroffen werden.

Bei zweikantigem Abschluß ist die Exzentrizität auf die Hälfte zu reduzieren, wenn die gleichen Abschlußverhältnisse erzielt werden sollen. Bei der Auftragung der erreichten und der erwünschten Kanalöffnungen verfährt man am besten so, daß man die Kanalbreite b für die Berechnung von o_m nur einfach einführt; dann stellen die erwünschten Kanalöffnungen $o_m \sin \alpha$ die Öffnungen beider Spalten zusammen dar und es sind in der Vergleichsdarstellung der erwünschten und erreichten Kanalöffnungen die erreichten Kanalöffnungen doppelt so groß aufzutragen, wie sie in dem Schieberkreis erscheinen. Die Exzentrizität ergibt sich aus der Gleichung

$$r = \frac{23{,}5}{2 \cdot 16{,}8} \cdot 50 = 35 \text{ mm}.$$

349. Man kann aber auch der Berechnung von o_m die doppelte Kanalbreite $2\,b$ zugrunde legen und erhält dann die erwünschten Öffnungen einfach. Ihnen sind dann auch die einfach gemessenen erreichten Kanalöffnungen bei der Auftragung gegenüberzustellen. Die Exzentrizität ergibt sich in diesem Falle natürlich ebenso groß

$$r = \frac{11{,}75}{16{,}8} \cdot 50 = 35 \text{ mm}.$$

Die erstere Darstellung ist deshalb vorzuziehen, weil sie durch die doppelte (bei m-facher Öffnung durch die m-fache) Größe der Kanalöffnungen deutlicher wird und beim Übergang von einfacher zu mehrfacher Öffnung die Kurve der erwünschten Kanalöffnungen im Entwurf beibehalten werden kann (vgl. auch Art. 370).

350. Es könnte nun, wenn entsprechend der Aufgabe Einlaß und Auslaß von getrennten Exzentern aus gesteuert werden, unabhängig vom Einlaß die Auslaßsteuerung entworfen werden. Es würde wegen der freien Bestimmbarkeit von Voreilung und Deckungsverhältnis für die Auslaßsteuerung möglich sein, diejenige Dampfverteilung zu erzielen, welche aus Gründen der Ökonomie zweckmäßig erscheint.

Da sich bei Behandlung einer Steuerung für veränderliche Füllung noch Gelegenheit bieten wird, die einfache Aufgabe der Bestimmung der Hauptgrößen für eine selbständig angetriebene Auslaßsteuerung zu besprechen (Art. 371), soll hier gleich die zunächst einfacher erscheinende, tatsächlich aber wegen der erforderlichen gegenseitigen Rücksichtnahmen schwierigere Aufgabe des gemeinsamen Antriebes von Einlaß und Auslaß vorweggenommen werden.

Wenn der Auslaß von demselben Exzenter mit der gleichen Ableitungsrichtung angetrieben wird wie der Einlaß (was stets der Fall ist, wenn der Schieber für Einlaß und Auslaß gemeinsam ist), ist der für den Einlaß *gefundene Voreilwinkel auch für* den Auslaß maßgebend; die Deckungslinie $W\,Y$ für den Auslaß muß also der Deckungslinie $V\,H$ für den Einlaß parallel sein (Fig. 124, S. 141; vgl. auch Anhang 21, Art. 36).

Man kann daher nur eine der beiden Größen Vorausströmung und Kompression zweckentsprechend wählen; die andere ist dann die geometrische Folge aller andern Steuerungsgrößen; natürlich ist es statthaft, wenn z. B. die Kompression hierbei gar zu unzweckmäßig ausfällt, an den andern Steuerungsgrößen zugunsten der Kompression kleine Änderungen vorzunehmen, soweit die Erfüllung der sonstigen Bedingungen dadurch nicht zu sehr beeinträchtigt wird. Für die Vorausströmung muß der zu Abführung des Ausstoßdampfes erforderliche Vorausströmungswinkel mindestens erreicht werden, eine Vergrößerung zwecks Verkleinerung der Kompression ist bis zu einem gewissen Grade zulässig.

351. Für den Auslaß von Niederdruckzylindern werde nach Anhang 19, Art. 4, bei ausgiebiger Heizung ein w von 40 m zugelassen. Die Auslaßkanalweite a_a ergibt sich hiermit nach Anhang 19, Art. 7, aus

$$a_a b w = F c; \quad a_a \cdot 30 \cdot 40 = 1363 \cdot 2{,}6; \quad a_a = 2{,}95 \text{ cm} = 29{,}5 \text{ mm}$$

oder bei Doppelöffnung (Pennschieber) $a_a = 14{,}8$ mm.

Die Vorausströmung wird nach der Regel des Verfassers Formel 2, Anhang 20, mit einem bei der Maximalleistung geschätzten Enddruck $p_2 = 1{,}0$ Atm. und einem $k = 0{,}048$ gefunden

$$\frac{S}{r} = 0{,}048 \sqrt{40\,(1 + 5)} = 0{,}744.$$

352. Man prüfe jetzt durch Eintragung der gefundenen Größen in das nach dem Einlaß bestimmte Schieberdiagramm mit 35 mm Exzentrizität, ob einfacher Auslaß bei doppeltem Einlaß genügt (vgl. auch Führer 46, 26—33). Man findet, daß bei einfachem Auslaß mit $a_a = 29{,}5$ noch ein kleines Überlaufen stattfindet. Der einfache Trickschieber ist also anwendbar, ohne die Exzentrizität wegen des Auslasses über das für den Einlaß gefundene Maß vergrößern zu müssen.

353. Wenn die äußere Kanalgrenze etwas über den Schieberkreis hinausgefallen wäre, hätte man lieber die Exzentrizität noch ein wenig vergrößert (und damit gleichzeitig die Einlaßverhältnisse über das notwendige Maß noch etwas gebessert), ehe man sich zur Anwendung des Pennschen Schiebers entschlossen hätte, der komplizierter ist, einen gegabelten zweifachen Dampfkanal im Schieberspiegel erfordert und die doppelte Dichtungslänge ($2\,b$) hat.

Wenn dagegen die äußere Kanalgrenze im Diagramm weit über den Einlaßschieberkreis hinaus gefallen wäre, hätte man unter Beibehaltung des Einlaßschieberkreises den Pennschieber gewählt und die Kanalweite $a_a = 14{,}8$ abzutragen gehabt. Hierbei hätte sich dann ein sehr großes Überlaufen ergeben, und es würde zweckmäßig sein, um die nun einmal wegen des Einlasses notwendige große Exzentrizität besser auszunutzen, den Kanal weit größer anzunehmen, d. h. im Interesse guter Abführung des Dampfes mit w herabzugehen. Mit diesem w wäre dann auch eine Einschränkung der Vorausströmung zulässig gewesen.

354. Bei Anwendung des Trickschiebers muß noch geprüft werden, ob wegen des „Strömungsschattens" (vgl. Führer 46, 28) für den Einlaß eine Vergrößerung der Kanalweite erforderlich ist. Bei kleineren Füllungen (unter 40%) tritt die Notwendigkeit hierzu im allgemeinen nicht ein, sofern die Stegstärke sparsam bemessen wird, weil der Kanal schon mit Rücksicht auf den Auslaß so weit wird, daß der Strömungsschatten den Einlaßströmungsquerschnitt nicht unter die zu fordernde Größe einengt.

Beim vorliegenden Beispiel wird sich zeigen, daß trotz der großen Füllung nicht die ganze Stegstärke (wie in der Literatur vielfach fälschlich angegeben ist), sondern nur ein Teil derselben zuzuschlagen ist (Fig. 124).

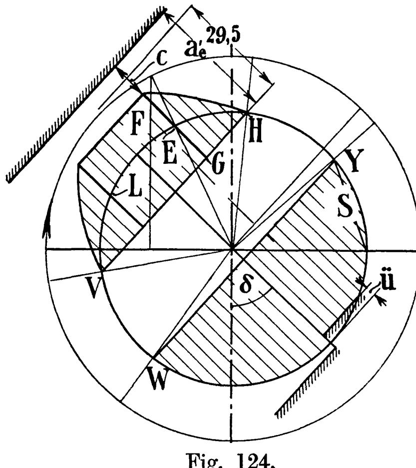


Fig. 124.

Ist E der Punkt, in welchem die Drosselung beginnen darf, so verdopple man entsprechend der Annahme doppelter Einströmung zunächst die Kanalöffnung EG bis F (um den Öffnungs- und Abschlußvorgang zur Anschauung zu bringen, kann man auch die zwischen V und L und E und H liegenden Kanalöffnungen verdoppeln) und schlage die Stegstärke c, die etwa $= 10$ mm angenommen werden möge, wegen des Strömungsschattens zu, indem man von F aus c abträgt; dann ist a_e' (Fig. 124) die beim Trickschieber erforderliche Einlaßkanalweite. Rechnungsmäßig ergibt sich a_e', indem EG nach Art. 347 und $349 = {}^1/_2\, 23{,}5 = 11{,}75$ ist:

$$a_e' = 2 \cdot 11{,}75 + 10 = 33{,}5.$$

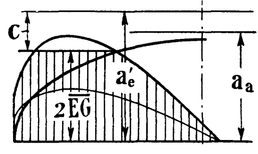


Fig. 125.

Die Auslaßkanalweite wurde $= 29{,}5$ gefunden. Die erforderliche Vergrößerung der Kanalweite mit Rücksicht auf den Strömungsschatten beträgt hier also 4 und nicht 10 mm.

Die Öffnungs- und Abschlußverhältnisse mit dieser Zugabe sind für den Einlaß in Fig. 125 dargestellt.

Auf der Auslaßseite ist, weil Einlaß- und Auslaßkanal identisch sind, die Zugabe auch hinzuzufügen; damit ergeben sich dann für den Auslaß die in Fig. 124 der Kürze wegen nur für das halbe Diagramm dargestellten Öffnungsverhältnisse.

355. Nachdem im Diagramm alle Größen festliegen, sind sie in die Konstruktionszeichnung einzutragen. Für die Exzenterlage in bezug auf die Kurbel möge dem Diagramm noch eine „Exzenterlagenschema“ beigefügt werden, bei dessen Auftragung man sich über die Umstände Rechen-

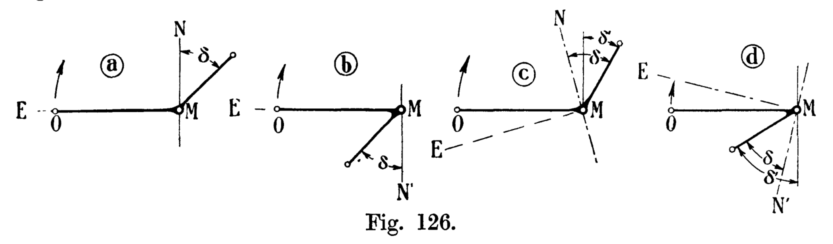


Fig. 126.

schaft geben soll, welche die Lage des Exzenters in bezug auf die Kurbel beeinflussen. Diese Umstände vermerke man durch eine Beischrift etwa lautend: Außen abschneidende Einlaßkante, Antrieb axial (Fig. 126a); innen abschneidende Einlaßkante, Antrieb axial (Fig. 126b); außen abschneidende Einlaßkante, Antrieb rückwärts geneigt (Fig. 126c); innen abschneidende Einlaßkante, Antrieb vorwärts geneigt (Fig. 126d). (Anhang 21, Art. 24 u. 25.)

Wenn zwischen Exzenterstange und Schieberstange ein Umkehrhebel (zweiarmiger Hebel) eingeschaltet ist, würde z. B. zur Fig. 126c die Anschrift gehören: Innen abschneidende Einlaßkante, Umkehrhebel, Antrieb rückwärts geneigt.

Wenn Einlaß und Auslaß gesondert angetrieben werden, muß für beide ein Exzenterlagenschema aufgetragen werden. Dabei ist zu beachten, daß für Auslaß die Abschlußrichtung die umgekehrte ist; so würde z. B. Fig. 126d gelten für außen abschneidende Auslaßkante, Antrieb vorwärts geneigt. Die Drehrichtung ist in die Exzenterlagenskizzen stets einzutragen.

356. Die Lage des Voreilwinkels im Diagramm ist in allen vorstehend aufgeführten Fällen die gleiche. Bei axialem Antrieb liegt das Exzenter in Wirklichkeit symmetrisch zur Diagrammlage mit $M\,N$ (Fig. 121, S. 137) als Symmetrielinie beim Zeunerdiagramm und mit der Sehnenlotdarstellung (Art. 345 und Anhang 21) auch beim Reuleauxdiagramm.

Um bei geneigtem Antrieb hinsichtlich des Vorzeichens des Neigungswinkels nicht zu irren, beachte man folgende Definition des Voreilwinkels: Der **Voreilwinkel** ist derjenige Winkel, welchen das Exzenter mit der Senkrechten zur mittleren Exzenterstangenrichtung bildet, während sich die Kurbel in der Totlage befindet. Der so definierte Winkel ist unabhängig von der Neigung des Steuerungsgetriebes gegen das Hauptgetriebe und stimmt mit dem Voreilwinkel im Schieberdiagramm der Größe nach in allen Fällen überein. Der Voreilwinkel ist von der Senkrechten zur mittleren Exzenterstangenrichtung im Sinne der Drehrichtung positiv aufzutragen.

Was die mittlere Exzenterstangenrichtung ist, kann, wenn die Führungsrichtung des Exzenterstangenendpunktes durch die Wellenmitte geht, nicht zweifelhaft sein; sie ist gleich der Führungsrichtung. Eine allgemeine, auch für gekrümmte Führungsbahnen und für gerade nicht zentrale Führungsbahnen gültige Begriffsbestimmung des Voreilwinkels wird weiter unten gegeben werden (vgl. Anhang 24 und Anhang 22).

357. Ob die Auftragung von MN (Fig. 126c) aus oder von MN' (Fig. 126d) aus zu erfolgen hat, hängt davon ab, ob innen oder außen abschneidende Kanten vorliegen und ob Umkehrhebel angewandt sind.

Man trage also nach Überlegung dieser Frage den Voreilwinkel, wie er im Diagramm gefunden wurde, von der Senkrechten $M\,N$ oder MN' zur mittleren Exzenterstangenrichtung ME aus im Sinne der Drehung ab und findet damit, indem man die Kurbel in ihrer Totlage zeichnet, die Exzenterlage in bezug auf die Kurbel. Der Winkel, welchen das Exzenter mit der Senkrechten auf der Kurbel bildet, heißt der Aufkeilungswinkel oder der Montagewinkel und möge mit δ' bezeichnet werden (Fig. 126c und d. Vgl. auch Anhang 21, Art. 31 und 32).

358. Die Exzenterlagenskizze ist zur Exzentergrößenskizze zu ergänzen und durch geeignete Anschriften zu erläutern, wenn die Exzentrizität (=halber Schieberhub = Exzentrizität im Diagramm) nicht übereinstimmt mit dem Exzenterradius, was durch Zwischenhebel mit ungleicher Armlänge oder durch geschränkten Antrieb bedingt sein kann. Weiteres über die Beziehung der wirklichen Lage zur Diagrammlage vgl. Art. 378.

359. In den vorstehenden Entwicklungen ist der Voreilwinkel und das Verhältnis $\frac{e}{r}$ bzw $\frac{i}{r}$ für unendlich lange Pleuelstangen bestimmt; das empfiehlt sich stets beim ersten Entwurf, wenn die Steuerorgane beider

Zylinderseiten von demselben Exzenter angetrieben werden, um damit zunächst Mittelwerte für beide Zylinderseiten zu erhalten. Von der Berücksichtigung der endlichen Pleuelstangenlänge bei Steuerungen und von Stangenlängenausgleich handelt Anhang 22.

Steuerung für veränderliche Füllung.

360. Bevor auf die Steuerung der Hauptaufgabe eingegangen wird, welche wegen der Kleinheit der Füllung bei normaler Leistung Schwierigkeiten macht, soll noch eine Steuerung für veränderliche Füllung mit mittelgroßer Füllung bei normaler Leistung besprochen werden, wie sie am Hochdruckzylinder von Verbundmaschinen vorkommt.

Der Zylinder, der als Hochdruckzylinder einer Verbundmaschine gedacht ist, möge gemäß Art. 341 die gleichen Abmessungen bei gleicher Tourenzahl haben wie derjenige der berechneten Einzylindermaschine. Eine Verbundmaschine mit einem so großen Hochdruckzylinder wird natürlich erheblich leistungsfähiger sein als die Einzylindermaschine.

Die Daten der Steuerungsaufgabe seien folgende:

Abschlußfüllung bei normaler Leistung $s_a = 0{,}28\,s$,
Abschlußfüllung bei maximaler Leistung $s_a = 0{,}45\,s$,
Ideeller Kompressionsweg (Art. 372) $s_4 = 0{,}19\,s$,
Spannungsabfall (Anhang 20) $p_2 - p_3 = 2{,}7 - 2{,}2 = 0{,}5$ Atm.

Der Einlaß soll von einem durch einen Flachregler beeinflußten Stellexzenter gesteuert werden, der Auslaß gesondert durch ein festes Exzenter. Als Steuerorgane sollen Kolbenschieber mit zweifachem Abschluß (Gitterschieber oder Kanalschieber) dienen.

Wahl und Entwurf der Scheitellinie.

361. Beim Entwurf der Einlaßsteuerung könnte man für die normale Füllung ganz so verfahren wie im vorigen Beispiel, und nachdem man Voreilwinkel, Exzentrizität und Deckung bestimmt und in natürlicher Größe aufgetragen hat, durch den Endpunkt des Exzenterradius eine geeignet scheinende Scheitekurve legen.

Wenn man eine Scheitellinie wählt, welche für alle Füllungen den gleichen Voreinströmungswinkel ergibt (gerade Scheitellinie, geneigt um den Voreinströmungswinkel gegen die Senkrechte zur Schieberschubrichtung, vgl. Anhang 21, Art. 74 u. 75.), so ist das auch ganz zweckmäßig.

Bei Wahl einer stark gekrümmten Scheitelkurve (welche man erhält, wenn das eigentliche Steuerungsexzenter auf einem festen Exzenter drehbar angeordnet ist) erweist es sich als vorteilhaft, die Scheitellinie mit in die nachträgliche Maßstabsbestimmung einzubegreifen und sie zunächst in dem vorläufigen Diagramm von Normalgröße zu entwerfen. Die Größe *EG* (Fig. 121, S. 137) ist nämlich auch von dem Voreinströmungswinkel abhängig, und dieser darf bei stark gekrümmter Scheitelkurve für Normalfüllung nicht ohne Rücksicht auf die anderen Füllungen gewählt werden. Das Verfahren des Entwurfs der Scheitellinie in dem vorläufigen Diagramm von Normalgröße ist auch für den vorher erwähnten Fall (der geneigten geraden Scheitellinie mit konstantem Voreinströmungswinkel) anwendbar und soll an demselben zunächst erläutert werden.

362. Der Voreinströmungswinkel ε möge wie im vorigen Beispiel $= 10^\circ$ gewählt werden. Man findet für unendliche Pleuelstangenlänge bei der

normalen Füllung von 0,28 den Abschlußpunkt H in gewohnter Weise. Die von M aus auf der Sehne VH gefällte Senkrechte liefert den Voreilwinkel δ_n für normale Füllung (Fig. 127).

P ist der zu der normalen Füllung gehörende Punkt der Scheitellinie. Legt man durch ihn eine Gerade, welche um den Voreinströmungswinkel ε gegen die Senkrechte geneigt ist, so ist dies diejenige Scheitellinie, welche die Eigenschaft besitzt, daß bei allen Füllungen der Voreinströmungswinkel der gleiche bleibt, im vorliegenden Falle also stets $= 10°$.

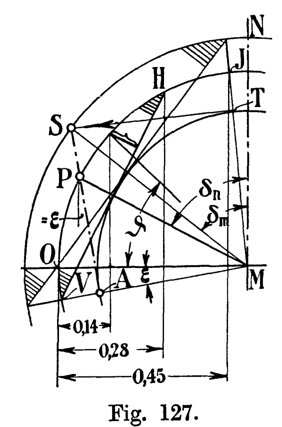


Fig. 127.

Man schlägt alsdann den die Deckungslinie VH tangierenden Deckungskreis. Um den der Maximalfüllung entsprechenden Punkt der Scheitellinie zu finden, zieht man den Füllungsstrahl MJ für 0,45 Füllung (der Exzenterkreis der Normalfüllung ist in Fig. 127 als Kurbelkreis beibehalten) und errichtet im Schnittpunkt T des Strahles mit dem Deckungskreis eine Senkrechte auf dem Füllungsstrahl, welche die Scheitellinie in S trifft (vgl. Anhang 21, Art. 69 bis 71). Damit ist dann auch die Länge der Scheitellinie (zunächst in noch unbekanntem Maßstab) und die äußere Verstellungsgrenze des Stellexzenters gefunden. Die innere Verstellungsgrenze liegt, wenn absolute Nullfüllung erreicht werden soll, bei A.

363. Ganz entsprechend verfährt man, wenn man das Zeunerdiagramm benutzt: Man halbiert den Öffnungswinkel VMH (Fig. 128) für normale Füllung und schlägt über der auch hier zunächst willkürlich $= 50$ mm angenommenen Exzentrizität MP den Zeunerkreis. Der Zeunerkreis schneidet auf dem Füllungsstrahl MH und auf dem Voreinströmungsstrahl MV die Überdeckung MK bzw. $MA = e$ ab. Mit MK schlägt man den Deckungskreis. Der zur Maximalfüllung gehörige Punkt der Scheitellinie wird genau in der gleichen Weise gefunden wie vorher.

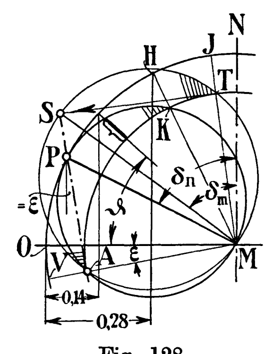


Fig. 128.

Für normale Füllung sei wieder ein Drosselweg von 50 % zugelassen; der Winkel ϑ wird demgemäß für den Kolbenweg $0{,}28 - 0{,}5 \cdot 0{,}28 = 0{,}14$ gefunden. Die angeklammerte Öffnung in Fig. 127 und 128 ist dann für die Maßstabsbestimmung des Diagramms maßgebend und zweimal genommen mit $o_m \sin \vartheta$ in Beziehung zu bringen (Art. 347).

364. Wenn man statt der um den Winkel ε geneigten Scheitellinie die senkrecht zur Schubrichtung stehende Gerade als Scheitellinie wählt, so erhält man bekanntlich konstantes lineares Voröffnen. Diese Scheitellinie ergibt stark zunehmende Voreinströmungswinkel ε mit abnehmender Füllung und gestattet auch nicht die absolute Nullfüllung zu erreichen. Die Voreinströmungswinkel erreichen dabei für kleine Füllungen in der Regel ein unzweckmäßig großes Maß. Andererseits wird bei einer für konstanten Voreinströmungswinkel geneigten Scheitellinie das lineare Voröffnen für große Füllungen etwas reichlich groß, ohne allerdings das zulässige Maß zu überschreiten (vgl. Anhang 21, Art. 72 bis 80).

365. Am besten kann man sich allen Anforderungen durch eine flach gekrümmte Scheitellinie anpassen, welche zwischen der normalen und maximalen Füllung mehr der Linie für konstantes lineares Voröffnen folgt und zwischen normaler Füllung und absoluter Nullfüllung sich an die Linie für konstanten Voreilungswinkel anlehnt. Stellt man z. B. die Forderung, daß bei kreisförmig gekrümmter Scheitellinie für die normale und maximale Füllung das lineare Voröffnen das gleiche sein soll und für normale Füllung und absolute Nullfüllung der Voreinströmungswinkel der gleiche sein soll, so würde man folgendermaßen zu verfahren haben:

Man zieht (Fig. 129) durch den Endpunkt P des Exzenters für normale Füllung die Kurbelsenkrechte und eine gegen dieselbe um den Winkel ε' geneigte Gerade; ε' ist darin derjenige Voreinströmungswinkel, welcher für Normalfüllung und absolute Nullfüllung gleich sein soll.

Das den Deckungskreis tangierende Lot auf dem Strahl für maximale Füllung schneidet die Kurbelsenkrechte in S, das ist der Scheitelkurvenpunkt für maximale Füllung.

Man findet den Mittelpunkt des durch die Punkte S, P, A gehenden Kreises, indem man auf SP und auf PA Mittelsenkrechte errichtet. Der Schnittpunkt ist der Mittelpunkt der kreisförmigen Scheitellinie, welche den oben gestellten Bedingungen genügt.

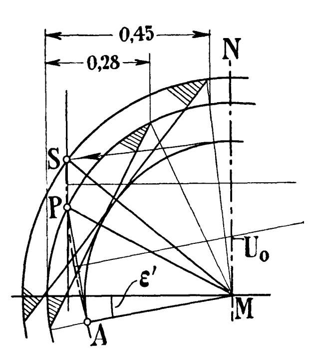


Fig. 129.

366. Man kann von dem Einfluß dieser Scheitellinie auf den Voreinströmungswinkel und das lineare Voröffnen unter Bezugnahme auf die Eigenschaften der beiden geraden Scheitellinien folgendes aussagen: In den Punkten P und S ist das lineare Voröffnen gleich groß. Auf dem Kurvenstück zwischen P und S ist das lineare Voröffnen etwas größer als in P und S, der Voreinströmungswinkel kleiner als ε'. Auf dem Kurvenstück zwischen P und A ist das lineare Voröffnen kleiner als in P, der Voreinströmungswinkel größer als ε'. In A wird das lineare Voröffnen gleich Null, der Voreinströmungswinkel gleich ε'.

Die Forderungen, welche zu der Auffindung dieser Scheitellinie führten, haben, wenn sie auch nicht ganz aus der Luft gegriffen sind, etwas Willkürliches. Man darf sich von ihnen unbedenklich mehr oder weniger entfernen und besonders den Mittelpunkt auf der Mittelsenkrechten zu PA weiter abrücken. Die Annahmen der Aufgabe sollten vor allem zeigen, wie die beiden durch irgendeinen Punkt einer gekrümmten Scheitellinie gelegt gedachten besonderen Geraden für die Beurteilung der Veränderungen in der Voreinströmung benutzt werden können.

367. Wenn man den Mittelpunkt der kreisförmigen Scheitellinie nahe an die Linie MN heranrückt, also eine stark gekrümmte Scheitellinie verwendet, ist Vorsicht geboten wegen der Gefahr zu kleiner Voröffnung bei großen Füllungen. Auf scharf gekrümmte Scheitellinien kommt man, wenn man als Drehpunkt für das bewegliche Exzenter nicht einen Zapfen außerhalb der Welle, sondern den Mittelpunkt eines die Welle umschließenden, fest auf derselben angebrachten Exzenters wählt (Anhang 21, Art. 76).

In Fig. 129 wurde der Voreinströmungswinkel für normale Füllung, wie bisher, $= 10°$ gewählt. Nimmt man jetzt unter Beibehaltung desselben

den Mittelpunkt der Scheitellinie z. B. auf dem Schnittpunkt der Mittelsenkrechten auf AP mit MN, d. h. in U_0 an, so bleiben zwar die Öffnungsverhältnisse für die Normalleistung und für die absolute Nullfüllung die gleichen, dagegen wird für die Maximalleistung die Voreinströmung viel zu klein, wovon man sich leicht durch Vervollständigung des Diagramms überzeugt.

368. Um bei stark gekrümmter Scheitellinie keine zu kleine Voreinströmung für maximale Füllung, und für die anderen Füllungen keine ungünstig große Voreinströmung zu erhalten, verfährt man zweckmäßig folgendermaßen:

Man trägt (Fig. 130) den kleinsten noch zulässigen Voreinströmungswinkel, welcher $= 6 \div 7°$ gesetzt werden darf[1]) (und nur bei sehr hoch reichendem Kompressionsdruck noch etwas unterschritten werden darf), von MO aus ab, zieht für die größte Füllung (von 45%) die Deckungslinie VJ und die von M aus die Senkrechte zu VJ; es ist dann S ein Punkt der Scheitellinie, und zwar der äußerste. Man schlägt alsdann den Deckungskreis (welcher die Deckungslinie VJ berühren muß) und trifft Verfügung darüber, bei welchem Voreinströmungswinkel die Scheitellinie in den Deckungskreis einmünden soll, z. B. bei einem Winkel von 15° im Punkte A. Wenn die Scheitellinie ein Kreis sein soll, liegt ihr Mittelpunkt auf der auf AS errichteten Mittelsenkrechten. Man wählt auf ihr den Mittelpunkt U der Scheitellinie und geht bei der Wahl von U besser etwas über MN hinaus, um eine nicht zu scharfe Krümmung und damit auf den Zwischenpunkten der Scheitellinie keine zu große Voreinströmung zu erhalten. Andererseits ist zu beachten, daß MU (die Exzentrizität des festen Exzenters) nicht zu groß wird.

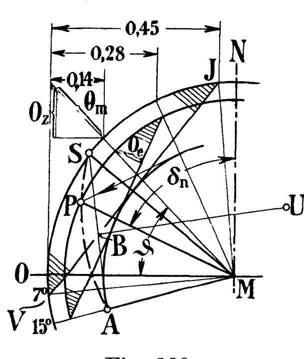


Fig. 130.

Es ergeben sich im allgemeinen ganz passende Verhältnisse, wenn man setzt, SU oder $AU \geqq \frac{4}{3} SA$, und über $1\frac{1}{2}$ nicht wesentlich hinausgeht, wenn der Drehpunkt U der Mittelpunkt eines festen Exzenters ist. Vorstehendes gilt für den Fall, daß man von der größten Füllung ausgeht. Wenn man von der normalen Füllung ausgeht, hat man U auf der auf PA errichteten Mittelsenkrechten zu wählen. Man kann dann nach vorläufiger Verzeichnung einer durch A und P gehenden Scheitellinie und Aufsuchung von S nach dem allgemeinen Verfahren (Anhang 21, Art. 69 und 70 und Art. 362 bis 365 des Haupttextes) eine Nachprüfung vornehmen, ob der vorstehenden Regel, die aber nur einen Vorschlag, keine Norm darstellt, einigermaßen entsprochen ist.

369. Nachdem man den zur normalen Füllung von 0,28 gehörigen Punkt P der Scheitellinie aufgesucht und die zugehörige Deckungslinie gezogen hat, kann der Diagramm-Maßstab bestimmt werden. Wird für die normale Füllung von 0,28 ein Drosselweg von 50% des Füllungsweges zugelassen, so ist das Diagramm so zu verkleinern oder zu vergrößern, daß die bei dem Winkel ϑ (welcher dem Kolbenweg $[0,28 - 0,14]\, s = 0,14\, s$ entspricht) erreichte Kanalöffnung o_e oder bei 2facher Eröffnung ihr

[1]) Für Ventilsteuerungen sind, wie in Art. 467 bis 471 weiter ausgeführt ist, der Voreinströmungswinkel und der Füllungszuschlag für alle Füllungen größer zu wählen als bei Schiebersteuerungen.

doppelter Wert gleich der zweckmäßigen Kanalöffnung o_z wird. Das Dreieck zur Auffindung von o_z ist in Fig. 130 der besseren Übersichtlichkeit halber im Gegensatz zu Fig. 121 von der Mitte nach außen verlegt.

Um o_z zu finden, muß die Kanalbreite b gewählt werden. Wenn der Durchmesser des Kolbenschiebers für den Einlaß vorläufig rund gleich dem halben Zylinderdurchmesser = 200 mm statt 210 mm gewählt wird, so ist als Kanalbreite der freie Umfang $b = \beta \pi\, 20$ cm einzuführen. β bedeutet darin den Verengungsfaktor (durch die Stege in den Laufbuchsen); er werde nach Schätzung oder nach Auftragung der Kanalabwickelung mit den Stegen (Anhang 19, Art. 8) = 0,7 angenommen. Damit wird $b = 44$ cm. Wird w wieder = 45 gewählt, so wird

$$o_m = \frac{F \cdot c}{b \cdot w} = \frac{1363 \cdot 2{,}6}{44 \cdot 45} = 1{,}79;.$$

o_z wird abgegriffen = 1,24 cm und o_e = 0,76. Wegen der 2fachen Einströmung ist 2 o_e einzuführen. Das Diagramm darf also verkleinert werden im Verhältnis 1,24 : 1,52 = 0,815.

Wenn man größere Abmessungen für das Exzentergetriebe für angängig hält, kann man im Interesse der Einschränkung der schädlichen Flächen und der Dichtungslängen den Durchmesser des Kolbenschiebers kleiner annehmen; mit einem Durchmesser von 18 cm würde sich eine Verkleinerung des Diagramms im Verhältnis 1,38 : 1,52 = 0,91 als notwendig erweisen. Man kann auch nach einer vorläufigen Berechnung der Diagrammgröße die Größe der Exzentrizität frei wählen und daraus b und den Schieberdurchmesser bestimmen.

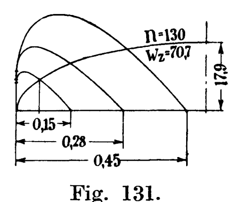


Fig. 131.

370. Man kann jetzt für verschiedene Füllungen die Kurven der erreichten Kanalöffnungen auftragen, indem man für verschiedene Kurbelstellungen und die zugehörigen Kolbenwege die Kanalöffnungen aufträgt. Das ist in Fig. 131 geschehen. Wenn das Steuerungsdiagramm in natürlicher Größe aufgetragen ist, muß man wegen der doppelten Einströmung die Öffnungsweiten doppelt so groß auftragen, wie sie im Diagramm abgegriffen werden.

Zweckmäßiger ist es jedoch, bei zweifachem Abschluß das Steuerungsdiagramm der genaueren zeichnerischen Darstellung wegen in doppelter natürlicher Größe aufzuzeichnen und die abgegriffenen Öffnungen unmittelbar in das Diagramm der erreichten Kanalöffnungen einzutragen. Dabei ist jedoch o_m und die Ellipse der erforderlichen Kanalöffnungen in natürlicher Größe mit b einfach gerechnet aufzutragen.

In Fig. 131 ist noch die Öffnungskurve für eine zwischen der Nullfüllung und der Normalfüllung liegende Füllung von 0,15 eingeschaltet (in dem Steuerungsdiagramm Fig. 130 ist die Eintragung unterblieben, um die Figur nicht zu überlasten).

Man erkennt aus Fig. 131, daß bei Füllungen, welche kleiner sind als die normale Füllung, die relative Größe des Drosselweges stark zunimmt. Das bringt aber keinen irgendwie belangreichen Nachteil mit sich, weil die Verluste durch Drosselung relativ um so kleiner sind, je größer der Expansionsgrad oder je kleiner die Füllung ist (vgl. hierüber Führer 47, 26—27).

Selbständige Auslaßsteuerung.

371. Wesentlich einfacher gestaltet sich die Bestimmung der Auslaßsteuerung, welche nach Art. 360 von einem besonderen Exzenter betätigt werden soll. Die Verzeichnung der Ellipsen der erreichten und der zweckmäßigen Kanalöffnungen hat hier (besonders wegen der Anhang 19, Art. 5 erörterten Gründe) gar keinen Zweck.

Wählt man nach Anhang 19, Art. 4 für den Auslaß des Hochdruckzylinders der Verbundmaschine (überhitzten Eintrittsdampf vorausgesetzt) $w = 35$, so ergibt sich nach Anhang 20, Formel 3 mit $p_2 - p_3 = 2{,}7 - 2{,}2$ (Art. 360) die Sehne des Vorausströmungsbogens

$$\frac{S}{r} \geqq 0{,}15 \sqrt{\frac{2{,}7 - 2{,}2}{2{,}2} 35} = 0{,}42; \quad S = 0{,}42\, r\,.$$

372. Es wurde für die Kompression in der Aufgabe Art. 360 nicht der Abschlußpunkt der Auslaßsteuerung, sondern der ideelle Kompressionsweg angegeben, um noch Gelegenheit zu einer Besprechung des Unterschiedes der Wege s_4 und s_4' (Fig. 132) zu geben. Die Betrachtung werde an dem Beispiel einer Auspuffmaschine (d. h. einer Maschine mit gerader Ausschublinie an Stelle der gekrümmten des Hochdruckzylinders der Verbundmaschine) durchgeführt.

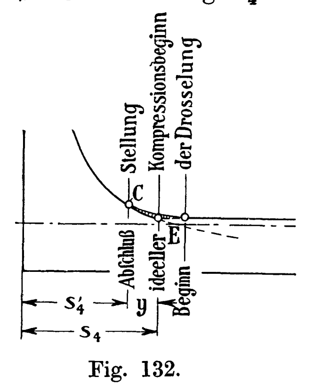


Fig. 132.

Beim Abschluß des Auslasses vollzieht sich ein ganz ähnlicher Vorgang wie beim Abschluß des Einlasses: Da es nicht möglich ist, die Dampfwege momentan abzuschließen, tritt während des mehr oder weniger schleichenden Abschlusses Drosselung ein. Infolge dieser Drosselung fällt in Fig. 132, in welcher der Vorgang etwas übertrieben dargestellt ist, der Schnittpunkt E der rückwärts verlängerten Kompressionslinie mit der Ausschublinie, nicht mit dem Abschlußpunkt C der Steuerung, zusammen. Den Punkt E findet man beim Entwurf des Dampfdiagramms durch die Annahme des Kompressionsweges (Art. 8 bis 11), den man stets auf den Ausschubgegendruck bezieht.

Um in die gewollte Kompressionslinie einzumünden, muß man einen Zuschlag y zu dem Ausschubweg oder einen gleich großen Abzug vom ideellen Kompressionsweg machen, den man schätzen muß. Die Selbstkorrektur kleiner Schätzungsfehler, wie sie an selbsttätig regulierten Einlaßsteuerungen vom Regulator bewirkt wird (Anhang 14, Art. 4), tritt bei der unveränderlichen Kompression nun zwar unmittelbar nicht auf; aber es wird eine Einbuße an Diagrammfläche, durch eine infolge zu knapper Schätzung von y etwa zu stark ansteigende Kompressionslinie, selbsttätig durch Einstellung einer größeren Füllung ausgeglichen; umgekehrt wird bei zu reichlicher Schätzung von y sich eine kleinere Füllung einstellen. Die Verschiebung ist in dampfwirtschaftlicher Beziehung ganz belanglos.

Der Zuschlag y zum Ausschubweg oder Abzug vom Kompressionsweg ist bei den gebräuchlichen Querschnitten für Auslaß viel kleiner als der Füllungszuschlag für Einlaß; daher sind innerhalb der kleineren Grenzen auch die möglichen Schätzungsfehler weniger groß. In der Regel werden die hier besprochenen Verschiebungen überhaupt nicht berücksichtigt.

Der Kompressionsweg s_4', vom wirklichen Abschluß aus gerechnet, welcher dem Entwurf der Steuerung zugrunde zu legen ist, möge, indem $y = 0{,}05\, s_4$ geschätzt werde, $= 0{,}95 \cdot s_4 = 0{,}95 \cdot 0{,}19\, s = 0{,}18\, s$ angenommen werden.

373. Mit diesem Kompressionsweg und dem in Art. 371 gefundenen Vorausströmungswinkel wird der Voreilwinkel δ_a für den Auslaß durch Ziehen der Deckungslinie *VC* und durch Fällen des Lotes *MK* auf dieselbe gefunden (Fig. 133).

Um den Maßstab des Diagramms zu finden, ist einmal eine Annahme über das gewünschte Überlaufen des Schiebers oder die Zeit, während welcher der Schieber ganz geöffnet sein soll, und dann die Wahl von *b* erforderlich.

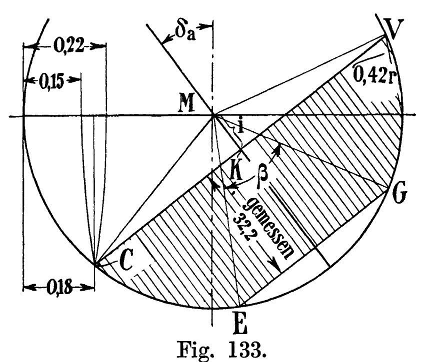


Fig. 133.

Den „Überlaufwinkel“ *GME* mag man gleich $45° \div 90°$ annehmen. Wählt man ihn hier vorläufig gleich 60°, so kommt man im Diagramm von Normalgröße ($2r = 100$ mm) nach Aufmaß auf eine Kanalweite von 32,2 mm = 3,22 cm.

Wählt man den Durchmesser des Auslaßkolbenschiebers zunächst ebenso groß wie den des Einlaßkolbenschiebers, nämlich 20 cm, so ergibt sich die erforderliche Öffnung *a* aus den Gleichungen (5) und (6) des Anhanges 19

$$a\, 0{,}7\, \pi\, 20\, w = F \cdot c; \qquad a\, 0{,}7\, \pi\, 20 \cdot 35 = 1363 \cdot 2{,}6;$$

$a = 2{,}3$ cm oder bei 2facher Ausströmung $= 1{,}15$ cm gegenüber der Kanalweite von 3,22 cm in dem Diagramm mit 50 mm Exzentrizität. Das Diagramm darf also im Verhältnis 1,15 : 3,22 geometrisch ähnlich verkleinert werden, womit man auf eine Exzentrizität von rund 18 mm kommt.

Diese günstigen Verhältnisse geben Veranlassung, den Durchmesser des Auslaßkolbenschiebers zugunsten der Verminderung der schädlichen Räume und schädlichen Flächen sowie der Dichtungslängen wesentlich einzuschränken. Wird der Durchmesser = 15 cm statt 20 cm gewählt, so ergibt sich *a* bei 2facher Ausströmung = 1,53, das Verkleinerungsverhältnis = 1,53 : 3,22, die Auslaßexzentrizität = 23,4 = rund 25 mm. Bei der Abrundung der Exzentrizität halte man an dem gefundenen (oder für sich abgerundeten) Maß *a*, hier = 15 mm, fest, womit dann eine Änderung des nur vorläufig angenommenen Überlaufwinkels eintritt.

Unter ein gewisses Maß darf man mit dem Durchmesser des Schiebers mit Rücksicht auf die Erhaltung ausreichender axialer Durchströmungsquerschnitte nicht gehen. Berechnung des kleinsten zulässigen Durchmessers entsprechend derjenigen von Ventilen (Art. 581).

374. Man kann die Exzentrizität *r* des Auslassers auch auf folgende Weise bestimmen. Es ist

$$r = i + a + \ddot{u} \quad \text{oder} \quad r - \ddot{u} - i = a$$

oder $$r\left(1 - \frac{\ddot{u}}{r} - \frac{i}{r}\right) = a; \quad \text{daraus} \quad r = a\, \frac{1}{1 - \frac{\ddot{u}}{r} - \frac{i}{r}}. \qquad (1)$$

Hierfür findet man $\frac{i}{r}$ durch das Diagramm, indem man lediglich die Linie VC, Fig. 133, zieht und i ausmißt, um es durch das zunächst beliebig große r zu dividieren. $\frac{\ddot{u}}{r}$ ist für $\beta = 60 = 0{,}134$ und für $\beta = 90^\circ = 0{,}293$. Man kann es innerhalb dieser Grenzen wählen oder auch einheitlich gleich 0,25 setzen, dann ist

$$r = a \frac{1}{0{,}75 - \frac{i}{r}}. \tag{2}$$

a wird gerechnet wie in Art. 373. Wenn man nachher r abrundet, hält man an dem errechneten oder vorweg abgerundeten a fest, wodurch sich dann das mehr oder weniger frei wählbare $\frac{\ddot{u}}{r}$ etwas ändert.

375. Einschaltung über die Exzentrizität von Steuerungen mit Muschelschieber oder Muschelkolbenschieber. Die gemeinsame Exzentrizität wird vielfach nach dem Auslaß allein bemessen, d. h. es wird auf den Einlaß gar keine Rücksicht genommen. Dieser weist dann bei den kleinen Füllungen der Einzylindermaschinen außerordentlich knappe Öffnungsquerschnitte und starke Drosselung auf, die man durch Anwendung des Trickkanals verbessern kann. Aber auch mit dem Trickkanal überschreiten die Dampfgeschwindigkeiten bei kleinen Füllungen oft noch das sonst zugelassene Maß. Bei Lokomotiven ist diese Rechnungsweise ganz allgemein. Dabei erhalten Lokomotivsteuerungen mit Kolbenschieber nicht einmal (oder doch nur in Ausnahmefällen) den Trickkanal. Daß bei den großen Füllungen der Niederdruckzylinder der Verbundmaschinen bei Anwendung des Trickkanals die Forderungen an die Exzentrizität für Einlaß und Auslaß nicht sehr verschieden sind, wurde Art. 350 bis 354 gezeigt.

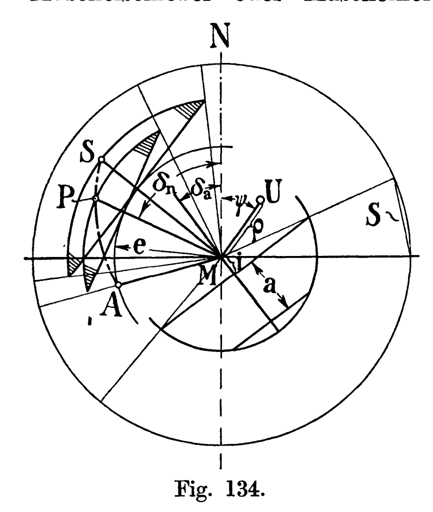


Fig. 134.

Wenn man den Auslaß für die Bestimmung der Muschelschieberexzentrizität maßgebend sein läßt, erfolgt die Berechnung zweckmäßig nach Art. 374. Es kann jedoch, auch wenn man die Exzentrizität ausschließlich nach dem Auslaß bemißt, notwendig sein, den Voreilwinkel nach dem Einlaß zu bestimmen (Art. 350). Es gelten dann ebenfalls die Gleichungen Art. 374, nur ist $\frac{i}{r}$ durch ein Vermittlungsverfahren zu bestimmen.

376. Nach der Abschweifung Art. 375 werde zu der Steuerung mit selbständigem, regulierten Einlaß und selbständigem Auslaß zurückgekehrt. Die Diagramme für Ein- und Auslaß mögen jetzt zu einem einzigen vereinigt werden und mit den gefundenen Maßen in natürlicher Größe aufgetragen werden (Fig. 134 zeigt sie in $\frac{1}{2}$ der natürlichen Größe).

Gemäß Art. 369 ist das Diagramm für die Einlaßsteuerung bei einem Kolbenschieberdurchmesser von 200 mm auf 0,815 der ursprünglichen Größe zu verkleinern. Aus der Auftragung in natürlicher Größe werden folgende Maße durch Abmessen gefunden:

$$e = 28{,}5 \text{ mm}; \quad UP = 45; \quad \varrho = 18; \quad \psi = 36^\circ; \quad \delta_n = 66^\circ;$$

$$r_a = 25 \text{ mm}; \quad i = 5{,}7 \text{ mm}; \quad \delta_a = 38{,}5^\circ; \quad \text{Winkel } AUS = 44 \; .$$

Die größte Exzentrizität des Einlasses wird gleich 40 mm gemessen.

377. Die ganze Entwicklung wurde unter Voraussetzung unendlich langer Pleuelstange durchgeführt. Sie lieferte daher Mittelwerte für die Steuerung beider Zylinderseiten, die, wenn nur je ein Steuerungsgetriebe für Einlaß und Auslaß zur Ausführung kommt, auch der Ausführung zugrunde zu legen sind. Kleine Korrekturen zur Herbeiführung eines beschränkten Stangenlängenausgleichs können durch ungleiche Überdeckungen auf beiden Seiten erreicht werden, die unter Beibehaltung des Getriebes durch die Einstellung der Exzenterstangenlängen oder Schieberstangenlängen herbeigeführt werden können. Ausführlich ist die Frage des Stangenlängenausgleichs im Anhang 22 und für getrennte Steuerung beider Zylinderseiten im Haupttext, Art. 386 bis 411, behandelt.

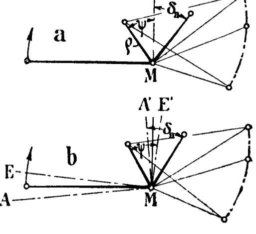


Fig. 135.

378. In Fig. 135a und b ist dann noch das Exzenterlagenschema (vgl. Art. 355 bis 359) zu dem vorstehenden Diagramm aufgetragen, und zwar für außen abschneidende Kanten am Auslaß.

Fig. 135a gilt für normalen Steuerungsantrieb. Die Winkel und die Scheitelkurve des Diagramms sind spiegelsymmetrisch zu MN aus dem Diagramm zu übertragen (vgl. Art. 345, 356 und Anhang 21). In Fig. 135b ist angenommen, daß die Antriebe geneigt sind, und zwar, um die Schieber nebeneinander anordnen zu können, Auslaß- und Einlaßantrieb verschieden, der Auslaß nach MA, der Einlaß nach ME geneigt. Die Abtragung der im Diagramm gefundenen Winkel usw. hat für den Auslaß von der Senkrechten zu MA, für den Einlaß von der Senkrechten zu ME zu erfolgen. Die Scheitelkurve muß in Fig. 135b in bezug auf ME' so liegen wie in Fig. 135a in bezug auf MN.

In der Konstruktionszeichnung wird man sich jedoch auf die Kurbelsenkrechte beziehen und die Aufkeilungswinkel eintragen, aber nachrichtlich in einer Anmerkung die wahren Voreilwinkel usw. vermerken.

Entwurf der Steuerung der Einzylindermaschine.

Ein Stellexzenter für Einlaß und ein festes Exzenter für Auslaß auf der Hauptwelle.

379. Nach dem durch die Überschrift gekennzeichneten Programm soll für die Einzylindermaschine zunächst die gleiche Steuerungsart behandelt werden wie vorstehend für den Hochdruckzylinder der Verbundmaschine. Der Gang der Entwicklung ist auch der gleiche wie dort, nur sind bei der Größenbestimmung der Einlaßsteuerung andere Grundsätze zu befolgen.

Bei Maschinen mit kleiner Normalfüllung macht die Befolgung der in den Art. 344 bis 349 und 369 aufgestellten Grundsätze über die

zulässige Dampfgeschwindigkeit und den zulässigen Drosselweg fast unüberwindliche Schwierigkeiten. Man kommt, wenn die Normalfüllung kleiner etwa 20% ist, bei Befolgung der besprochenen Grundsätze und Verfahren zu unverhältnismäßig großen Steuerungsabmessungen[1]).

Kleine Füllungen für normale Leistung ergeben sich vor allem bei Einzylindermaschinen mit Kondensation und hohem Admissionsdruck. Bei dem mäßigen Admissionsdruck von 7 at. abs. der vorliegenden Aufgabe wurde in Art. 15 für einen mittleren indizierten Druck von 2,6 at. und überhitzten Dampf eine ideelle Normalfüllung von 0,155 gefunden, welcher schätzungsweise nach Fig. 2 eine Abschlußfüllung von 0,175 zugehört.

Um die Steuerungsabmessungen in mäßigen Grenzen zu halten, ist man genötigt, erheblich größere Drosselwege zuzulassen oder bei Berechnung von o_m von vornherein größere Dampfgeschwindigkeiten einzuführen.

Man braucht sich jedoch vor der Einführung etwas hoher Dampfgeschwindigkeiten oder großer Drosselwege besonders dann nicht zu scheuen, wenn man in der Lage ist, den Kesseldruck frei zu wählen und bei seiner Festsetzung eine etwas reichliche Zugabe zu dem mittleren Admissionsdruck zu machen (vgl. Art. 4, S. 3).

380. Man könnte nun die unter dem Zwange der Verhältnisse zuzulassenden Dampfgeschwindigkeiten für verschieden große normale Füllungen derart festsetzen, daß sich einerseits keine allzu großen Drosselungen andererseits keine zu großen Steuerungsabmessungen ergeben, und dann nach dem früher angegebenen Verfahren die Exzentrizität bestimmen.

Wegen des stärkeren Hervortretens der baulichen Schwierigkeiten bei kleinen Füllungen ist es jedoch zweckmäßiger, für Einzylindermaschinen mit Kondensation eine Faustregel für die Abmessungen einzuführen und die sich mit denselben ergebenden Drosselungsverhältnisse nachzuprüfen, um nötigenfalls eine den widerstreitenden Rücksichten möglichst gut Rechnung tragende Korrektur der vorläufig gewählten Maße vorzunehmen.

Als eine solche Regel empfehle ich für Schiebersteuerungen, wenn die ideelle Normalfüllung kleiner oder gleich 0,20 ist, die Exzentrizität r_n bei normaler Füllung zu wählen:

$$r_n = (1 \div 1{,}2)\,\frac{F\,c}{m\,b}, \tag{3}$$

worin $m = 1$ oder 2 oder 3 ist, je nachdem das Steuerorgan 1fach, 2fach oder 3fach öffnet; für b ist unter dieser Voraussetzung die einfache Breite einzuführen. Unter r_n ist der halbe Schieberhub zu verstehen, welcher bei direktem, zentralem Antrieb gleich der Exzentrizität des Antriebsexzenters, aber von ihr dem Hebel verhältnisentsprechend verschieden ist, wenn zwischen Schieber und Exzenter eine Übersetzung eingeschaltet ist. r_n wird in Millimetern erhalten, wenn b in Zentimetern, F in Quadratzentimetern, c in Metern eingesetzt wird.

Für die Wahl des Faktors $1 \div 1{,}2$ sind die mehr oder weniger starke Überhitzung und die Heizungsverhältnisse maßgebend, derart, daß nach

[1]) Die Schwierigkeiten treten bei allen Ventilsteuerungen und Einfachschiebersteuerungen für kleine Normalfüllungen auf; bei Doppelschiebersteuerungen bestehen sie dagegen nicht, weil hier der Abschluß des Einlasses durch ein anderes Organ mit anderem Voreilwinkel gesteuert wird als der Beginn des Einlasses. Auch bei auslösenden Steuerungen sind die Schwierigkeiten geringer.

ähnlichen Grundsätzen wie in der Zusammenstellung Anhang 19, Art. 4, der Faktor um so kleiner gewählt werden darf, je größer dort w angegeben ist.

381. Für die vorliegende Aufgabe wird nach der Formel (3) die Exzentrizität mit dem Faktor 1 für eine Kolbenschiebersteuerung mit doppeltem Einlaß und 200 mm Durchmesser des Kolbenschiebers (vgl. Art. 369)

$$r_n = 1 \cdot \frac{1363 \cdot 2{,}6}{2 \cdot 44} = 40{,}3 \text{ mm}.$$

Eine Abrundung dieses Maßes möge nicht vorgenommen werden, weil r bei Reguliersteuerungen mit Flachregler eine veränderliche Größe ist und daher die Abrundung besser an anderer Stelle stattfindet.

Der Voreinströmungswinkel möge für normale Füllung (= 0,175 nach Fig. 2, S. 7) = 15° gewählt werden. Die absolute Nullfüllung werde 17° vor der Totlage (eine stark gekrümmte Scheitellinie vorausgesetzt) erreicht[1]).

382. Man zeichne nun entsprechend Art. 370, zweiter Absatz, das Schieberdiagramm in doppelter natürlicher Größe auf[2]), also für die normale Abschlußfüllung von 0,175 mit einem Radius von 80,6 mm, ziehe von dem Voreinströmungspunkt V nach dem Abschlußpunkt H die Deckungslinie; das Lot auf dieselbe vom Mittelpunkt aus liefert in P den Punkt der noch unbekannten Scheitellinie, welcher der normalen Füllung zugehört.

Fig. 136.

Der die Sehne VH tangierende Kreis ist der Deckungskreis. In ihn soll die Scheitellinie bei einem Winkel von 17° einmünden. Das wird erreicht, wenn der Mittelpunkt U des beweglichen Exzenters auf der Mittelsenkrechten zu AP liegt. Man wähle den Punkt U wieder etwas jenseits der Diagramm-Mitte (Art. 367 u. 368) und schlage aus U den Kreis mit UP als Scheitellinie.

383. Die Länge der Scheitellinie und der Regulierausschlag AUS werden gefunden, indem man den zur Maximalfüllung gehörigen Scheitelkurvenpunkt S aufsucht. Nach Art. 24 ist die größte Füllung 0,33. Man verzeichne für die Füllung 0,33 den Füllungsstrahl und errichte in T ein Lot auf demselben; dasselbe schneidet die Scheitelkurve in dem gesuchten Punkte S (Anhang 21, Art. 69 bis 71).

Man prüfe dann nach, ob der sich für die Maximalfüllung ergebende Voreinströmungswinkel ausreichend groß ist. Man findet den Winkel, nachdem man die Deckungslinie für die größte Füllung gezogen hat, nach Aufmaß etwas größer als 8°, was noch ausreichend ist, wenn der schädliche

[1]) Für den Hochdruckzylinder der Verbundmaschine war in Art. 368 die Einmündung der Scheitellinie in den Deckungskreis bei einem Winkel von 15° statt 17° angenommen. Der größere Winkel ist hier gewählt, damit bei Leistungen unter der *normalen, denen bei* Einzylindermaschinen sehr kleine Füllungen entsprechen, die Öffnungen nicht gar zu klein werden.

[2]) Die Fig. 136 gibt die Maße in ca. $^1/_2$ der empfohlenen Größe wieder.

Raum nicht zu groß ist. Wenn sich der Voreinströmungswinkel für die Maximalfüllung zu klein ergeben hätte, wäre Abhilfe durch weitere Hinauslegung des Punktes U auf der Mittelsenkrechten zu AP zu erreichen gewesen.

Es werde dann noch der Schieberkreis für eine kleinere Füllung, z. B. 10%, verzeichnet. Der zugehörige Scheitelkurvenpunkt E wird in gleicher Weise gefunden wie für die Maximalfüllung.

384. Um ein Urteil zu gewinnen, ob die Abschlußverhältnisse befriedigen und keine zu großen Drosselungen auftreten, mögen noch die Kurven der erreichten und erwünschten Kanalöffnungen für die drei betrachteten Füllungen aufgetragen werden (Fig. 137). Entsprechend Anhang 19, Art. 19 werde die Kurve der erwünschten Kanalöffnungen für ein $w_z = 70$ m verzeichnet, also w mit 44,56 in die Gleichung für o_m eingeführt:

$$o_m = \frac{1363 \cdot 2{,}6}{44 \cdot 44{,}56} = 1{,}8 \,.$$

o_m ist, da b mit 44 cm in der Gleichung 1fach eingesetzt ist, in natürlicher Größe aufgetragen, wenn die Schieberöffnungen durch Verzeichnung des Schieberdiagramms in doppelter Größe gefunden werden.

Die Kolbenbeweglinie kann, da die Schieberkreise doch veränderlich sind, beliebig groß, etwa gleich 100 mm, gewählt werden.

Bei der **Auftragung der Kurven der erreichten Kanalöffnungen** empfiehlt es sich, zunächst folgende 3 Hauptpunkte für jede Füllung aufzusuchen: 1. die Öffnung in der Totlage, durch welche der Berührungspunkt der Kurve mit der Anfangsordinate bestimmt ist; 2. die höchste Erhebung der Kurven entsprechend den Kurbelstellungen MS, MP, ME; 3. die Abschlußpunkte. Man findet ferner 3 auf einer Ordinate übereinanderliegende Punkte der 3 Kurven, wenn man den der fraglichen Kurbelstellung entsprechenden Strahl zieht und von den Schnittpunkten desselben mit den Schieberkreisen senkrecht nach den bezüglichen Deckungslinien herübermißt.

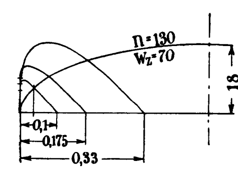


Fig. 137.

Wie die Auftragung zeigt, sind die Abschlußverhältnisse ganz befriedigend, wenn sie auch weniger günstig sind als bei der Verbundmaschine. Bei normaler Leistung beträgt der auf die 70-m-Kurve bezogene Drosselweg 57% des Füllungsweges.

385. Der **Entwurf des Diagramms für den** selbständig angetriebenen **Auslaßschieber** ist nach Art. 371 bis 374 vorzunehmen mit den besonderen, für die Einzylindermaschine bereits festgesetzten Grundlagen: Sehne des Vorausströmungsbogens (nach Art. 6) $S = 0{,}704\, r$; Kompressionsweg (nach Art. 11) $s_4 = 0{,}445\, s$; s_4' werde wegen Art. 372 entsprechend kleiner gleich 0,42 s angenommen.

Man trägt zunächst das Diagramm in beliebiger Größe ($r = 50$ mm) auf[1]), mißt i im vorläufigen Diagramm ab und findet es gleich 16,7 mm, womit $\frac{i}{r} = 0{,}334$ wird. δ_a wird gleich 60° durch Ausmessen im Diagramm

[1]) Wenn man das Verfahren Art. 374 benutzt, genügt es, im vorläufigen Diagramm nur die Deckungslinie VC (Fig. 133) und die Senkrechte zu ihr durch M zu zeichnen, welche δ_a und i/r liefert.

gefunden. Die Kanalweite a wird bei einem Kolbenschieberdurchmesser von 20 cm und einem Verengungsgrad durch die Stege von $\beta = 0{,}7$ gefunden nach Anhang 19, Gleichung (5) und (6), indem nach letzterer ist

$$b = 0{,}7 \cdot \pi \cdot 20 = 44,$$

und nach ersterer mit $w = 35$

$$a = \frac{1363 \cdot 2{,}6}{44 \cdot 35} = 2{,}31\ .$$

Bei doppelter Öffnung ist a nur halb so groß gleich 1,15 cm. Nach Gleichung (2), Art. 374, ist dann

$$r = 1{,}15 \frac{1}{0{,}75 - 0{,}334} = 2{,}77 \text{ cm},$$

rund 28 mm.

i wird damit gleich $0{,}334 \cdot 28 = 9{,}35$ mm. a läßt man an der Abrundung von r gemäß Art. 374 nicht teilnehmen und macht es gleich 11,5 mm. δ_a wird von der Maßstabsänderung nicht berührt und ist, wie oben gefunden, gleich 60°.

Man kann nun wieder das Exzenterlagenschema ganz entsprechend Art. 378, auftragen.

Bezüglich der Unausgeglichenheit der endlichen Pleuelstangenlänge und der Möglichkeit, einen teilweisen Ausgleich zu erreichen, gilt das in Art. 377 Gesagte, auch hier.

Zwei Stellexzenter für Einlaß, zwei feste Exzenter für Auslaß.

386. Diese Reguliersteuerung gestattet die weitgehendste Erfüllung der bezüglich des Stangenlängenausgleichs etwa gestellten Anforderungen. Sie ist die für regulierbare Ventilsteuerungen in Verbindung mit einer Steuerwelle heute gebräuchlichste Steuerungsform. Für nichtregulierbare Ventilsteuerungen mit Steuerwelle (Niederdruckzylinder von Verbundmaschinen) treten an die Stelle der beiden Stellexzenter 2 feste Exzenter. Die Frage des Stangenlängenausgleichs ist in einem besonderen Anhange (22) ausführlich behandelt, in welchem das Grundsätzliche der vorliegenden Steuerungsart in den Art. 9 bis 22 besprochen ist. Der Anhang möge bis Art. 22 vorweg oder nebenher für die nachfolgenden zahlenmäßigen Ermittlungen studiert werden.

387. Zunächst werde das Steuerungsdiagramm für eine feste Füllung, und zwar diejenige, für welche in erster Linie der Füllungsausgleich erstrebt wird, gezeichnet. Es sei dies die Füllung der Normalleistung, welche im Art. 15 gleich 0,175 gefunden wurde.

Wenn man geometrisch vollständigen Ausgleich für die Füllung und Kompression mit gleichen Füllungswegen, gleichen Kompressionswegen, gleichen Voreinströmungs- und Vorausströmungswinkeln zu haben wünscht, ist das im Anhang 22, Art. 12, erläuterte Verfahren anzuwenden. Der Voreinströmungswinkel werde gleich 15° wie im Art. 381 angenommen, der Kompressionsweg und die Vorausströmungswinkel werden so eingeführt, wie sie früher gefunden wurden $\left(s_4 = 0{,}42\, s,\ \frac{S}{r} = 0{,}704\right)$.

Man findet dann in einem Diagramm von Normalgröße (100 mm Durchmesser) die bezüglichen 4 Voreilwinkel δ_{ed}, δ_{ek}, δ_{ad}, δ_{ak} und ferner die zugehörigen 4 Überdeckungen, oder, richtiger gesagt, das Verhältnis der

4 Überdeckungen zur Exzentrizität r, da dieses Verhältnis bei den später verschieden groß festgestellten Exzentrizitäten festgehalten werden muß.

Zum Vergleich werde für den Einlaß noch ein Diagramm für unendliche Pleuelstangenlänge bei gleicher Füllung und gleichem Voreinströmungswinkel gezeichnet. Eine Figur für das Diagramm ist hier nicht gebracht. Sie wird mit den Erläuterungen im Anhang 21 ohne weiteres entworfen werden können.

388. Die Öffnungsweiten für den Einlaß fallen sehr verschieden aus; man findet die Pfeilhöhen der 3 Öffnungssicheln durch Ausmessen gleich 6,9 bzw. 7,9 bzw. 9,0 mm, und die zugehörigen Sehnenlängen gleich 50,1 bzw. 54 bzw. 57 mm (die mittleren Werte für $L = \infty$). Werden zunächst ohne Rücksicht auf die ungleiche Kolbengeschwindigkeit auf beiden Seiten nur gleiche Öffnungsweiten verlangt, so findet man die Exzentrizitäten für die Kurbel- und Deckelseite, indem man die für die unausgeglichene Steuerung als Mittelwert zwischen Kurbel- und Deckelseite gefundene Exzentrizität von 40,3 mm (Art. 381) als Ausgangspunkt benutzt[1]), durch Multiplikation von 40,3 mit dem Verhältnis der Öffnungsweiten. Man erhält:

$$r_d = 40{,}3\,\frac{7{,}9}{6{,}9} = 46{,}1 \qquad \text{und} \qquad r_k = 40{,}3\,\frac{7{,}9}{9{,}0} = 35{,}4\,.$$

Man sieht, der Unterschied ist schon recht erheblich; eine weitere Vergrößerung wird notwendig wegen der ungleichen Öffnungsdauer auf beiden Kolbenseiten (Anhang 22, Art. 13 bis 20).

389. Legt man das Verhältnis der Sehnenlängen in dem vorläufigen Diagramm als Maßverhältnis für die Öffnungsdauer zugrunde und multipliziert mit den Längenverhältnissen, so hat man

$$r_d = 40{,}3\,\frac{7{,}9}{6{,}9}\,\frac{54}{50{,}1} = 49{,}7 \qquad \text{und} \qquad r_k = 40{,}3\,\frac{7{,}9}{9}\,\frac{54}{57} = 35{,}5\,.$$

Der Unterschied zwischen 49,7 und 35,5 ist so groß, daß man davon absehen muß, die Exzenter mit diesem Größenunterschied auszuführen. Es kann daher auch unterlassen werden, die Größen noch genauer mit den Bogenlängen als mit den Sehnenlängen zu bestimmen.

Bei Maschinen mit größeren Normalfüllungen werden die Unterschiede relativ nicht so groß.

390. Es werde die Exzentrizität der Deckelseite $r_d = 44$ mm, die der Kurbelseite $r_k = 38$ mm gewählt und gemäß Anhang 22, Art. 16 bis 20, die größere Drosselung auf der Deckelseite durch etwas größere Füllung ausgeglichen. Es werde das für den Arbeitsausgleich erforderliche $\Delta\, t$ (der Unterschied im Füllungszuschlag) gleich 0,015 s geschätzt und beim Entwurf des Steuerungsdiagramms nach Fig. 138 folgendermaßen vorgegangen:

Diagramm bei den verhältnismäßig kleinen Steuerungsgrößen, wie sie hier vorliegen, am besten in doppelter Größe. Dabei mag jedoch beim Kurbelkreis K an der Normalgröße mit $R = 50$ mm festgehalten werden. Kreise *mit* r_d *und* r_k, Aufsuchung der Füllungswinkel für die Normal-

---

[1]) Wenn die ausgeglichene Füllung größer ist, wird r durch eine besondere Maßstabsbestimmung nach einem der früher angegebenen Verfahren gefunden. Die Pfeilhöhen der Öffnungssicheln und die Sehnenlängen können gleichwohl im Diagramm von Normalgröße (100 mm Durchmesser) abgemessen werden, da sie nur als Zahlenverhältnisse auftreten.

leistung. Abtragen der Voreinströmungswinkel für Deckel- und Kurbelseite gleich groß (= 15°), Ziehen der Deckungslinie für die Deckel- und Kurbelseite, Senkrechte dazu, Einschrift der Voreilwinkel δ_{nd} und δ_{nk} für normale Leistung. Bis hierher ist der Gang des Entwurfs für Steuerungen mit fester Füllung und solche mit veränderlicher im Prinzip der gleiche.

391. Für veränderliche Füllung schlage man nun die beiden Deckungskreise, welche die Deckungslinie berühren. Dann muß man sich entscheiden, ob man den Ausgleich noch für eine weitere Füllung, und für welche, erreichen will, oder welche anderen Forderungen man etwa stellen will.

Hier möge gleichzeitige Erreichung der absoluten Nullfüllung bei gleichgroßem Voreinströmungswinkel auf beiden Seiten (17°) gefordert werden. Mittelsenkrechte auf AP und $A'P'$, welche in U_d und U_k in den Kreis mit ϱ einschneiden, der für Kurbelseite und Deckelseite so groß beibehalten werden möge, wie er im Diagramm Fig. 136 gefunden wurde; Bestimmung der Füllungswinkel für maximale Füllung, Lote in T und T' auf den Füllungsstrahlen zwecks Bestimmung der Scheitelkurvenlänge, reichend bis S und S'.

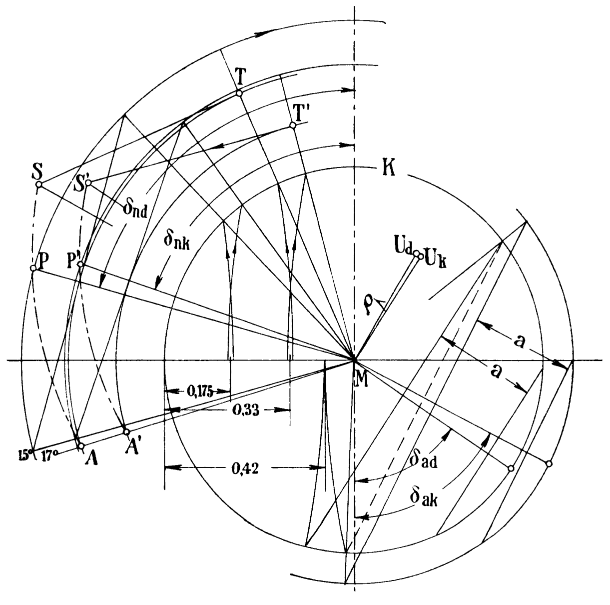


Fig. 138.

392. Es ergibt sich dabei ein verschiedener Ausschlag AU_dS und $A'U_kS'$. Es muß dafür gesorgt werden, daß die Übertragung der Regulatorstellbewegung auf die beiden Stellexzenter derartig verschieden ist, daß von dem Stellexzenter der Deckelseite der Winkel AU_dS um den Punkt U_d beschrieben wird, wenn von dem Stellexzenter der Kurbelseite der Winkel $A'U_kS'$ beschrieben wird.

393. Die Forderung, daß die Voreinströmungswinkel auf der Kurbelseite und Deckelseite paarweise gleich sein sollen, daß also z. B. in Fig. 138 die Öffnungssicheln für Normalleistung beide auf dem Voreinströmungsstrahl von 15° ansetzen sollen und die Scheitelkurven für Erreichung der absoluten Nullfüllung auf dem 17°-Strahl in die Deckungslinien einmünden sollen, ist keine absolut dringende. Kleine Verschiedenheiten der Voreinströmungswinkel auf beiden Seiten sind durchaus zulässig und unter Umständen zur Erreichung nicht zu ungleicher Stellzeuge auch zu empfehlen. Beachte auch, was Anhang 22, Art. 11 und 20, gesagt ist.

394. Man kann jetzt die Kurven der erreichten Kanalöffnungen nach Art derjenigen in Fig. 137 für verschiedene Füllungen, jedoch für beide Zylinderseiten, zeichnen; dabei kann man die Kurven für die Deckelseite

am linken Ende, die für die Kurbelseite am rechten Ende der vollständig darzustellenden Kolbenweglinien beginnen lassen, was das Natürliche wäre. Man kann aber auch beide Kurvenserien links beginnen lassen, um einen unmittelbaren Vergleich der Abweichungen zu erhalten. Eine Figur ist hier nicht gebracht.

395. Für die Bestimmung der **Auslaßexzenter** könnte man nach Anhang 22, Art. 22 verfahren und beide Exzentrizitäten gleich groß wählen. Es zeigt sich jedoch, wenn man zunächst für die Deckelseite den Auslaß nach Art. 373 im Normaldiagramm entwirft und dann durch Ziehen der gestrichelten Linie das Deckungsverhältnis i/r_a der Kurbelseite bestimmt, daß bei den hier vorliegenden Verhältnissen das Überlaufen doch gar zu ungleich und für die Kurbelseite zu klein werden würde. Deshalb ist die Exzentrizität für die Kurbelseite entsprechend größer angenommen.

Daß die Maßstabsbestimmung für die Deckelseite in Fig. 138 auf einen Exzenterkreis führt, der gerade mit dem angenommenen Kurbelkreis zusammenfällt, ist nur Zufall.

396. Wie oben bemerkt, kommt der Vierexzenterantrieb nur bei Ventilsteuerungen mit Steuerwelle neben den Zylindern vor. Man kann sich aber, um eine unmittelbare gedankliche Verbindung mit den früheren

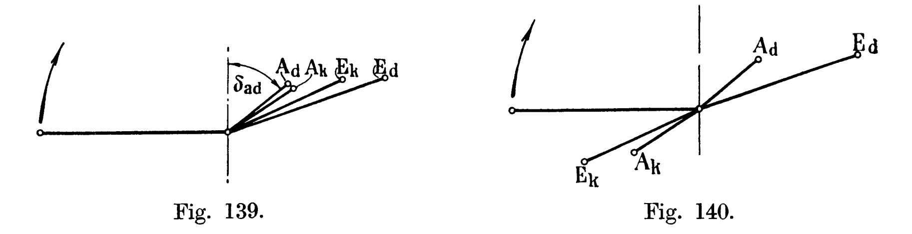


Fig. 139. Fig. 140.

Entwicklungen herzustellen, vorstellen, daß alle Vierexzenter auf der Hauptwelle sitzen und von ihnen 4 Kolbenschieber mit doppelter Öffnung mittels langer Exzenterstangen angetrieben werden.

Bei gleicher Schubrichtung für alle 4 Schieber würde sich dann das Exzenterlagenschema Fig. 139 ergeben, wenn, wie beim normalen Muschelschieber, die beiden Einlaßschieber außen abschneidende Kanten, die Auslaßschieber innen abschneidende Kanten haben (vgl. Art. 356 und 357).

In Fig. 140 ist gleichfalls für gleiche Schubrichtung für alle 4 Exzenterstangen das Exzenterlagenschema dargestellt, jedoch für den Fall: Einlaßorgan Deckelseite außen abschneidend, Einlaßorgan Kurbelseite innen abschneidend; Auslaßorgan Deckelseite innen abschneidend, Auslaßorgan Kurbelseite außen abschneidend. Mit diesen Voraussetzungen nähert man sich schon den Bedingungen, welche beim Antrieb mittels Steuerwelle vorliegen.

Aufstellung des Exzenterlagenschemas und der Montagevorschrift für Vierexzentersteuerungen mit Steuerwelle.

397. Grundsätzlich hat die Übertragung der im Diagramm gefundenen Voreilwinkel in das Exzenterlagenschema genau so zu erfolgen wie für Exzenter auf der Hauptwelle, d. h. von der Senkrechten zur mittleren Exzenterstangenrichtung aus im Sinne der Drehrichtung der Welle (hier

der Steuerwelle) bei auf Totpunkt gestellter Maschine. Nur sind beim Antrieb mit Steuerwelle die mittleren Exzenterstangenrichtungen für Ein- und Auslaß sehr verschieden.

Wenn in Fig. 141 E_s die mittlere Exzenterstangenrichtung für die beiden Einlasse, A_s die für die beiden Auslasse ist, so hat die Abtragung der im Diagramm gefundenen Voreilwinkel von den Senkrechten EE' bzw. AA' aus zu erfolgen; die Frage ist nur, von welchem Ast dieser Senkrechten aus? Bei den Steuerungen mit Exzenter auf der Hauptwelle wurde zur Entscheidung dieser Frage der Begriff der außen oder innen abschneidenden Schieberkanten benutzt und dann noch unterschieden zwischen direktem Antrieb und Antrieb mit Umkehrhebel.

Dieser Begriff ist bei Steuerungen mit Steuerwelle nicht mehr recht verwertbar.

398. Es werde daher an seiner Stelle der Begriff der gedrückten und der gezogenen Exzenterstange eingeführt. Dabei möge in Anlehnung an die bei Ventilsteuerungen meist vorliegenden Verhältnisse angenommen werden, daß unmittelbar am Steuerorgan eine Hilfskraft (Federkraft od. dgl.) so angebracht ist, daß sie dasselbe zu schließen strebt. Da die Kraftrichtung lediglich zur gleichmäßigen Veranschaulichung der Bewegungen zu Hilfe genommen wird, soll dabei ganz außer acht bleiben, ob diese Kraftrichtung tatsächlich wirksam ist, ob sie nicht etwa durch Gewichts- oder Beschleunigungswirkungen oder durch Dampfdruck auf die durch Stopfbuchsen geführte Schieber- oder Ventilstangen aufgehoben oder umgekehrt wird. Diese Fragen werden in anderem Zusammenhang noch untersucht werden.

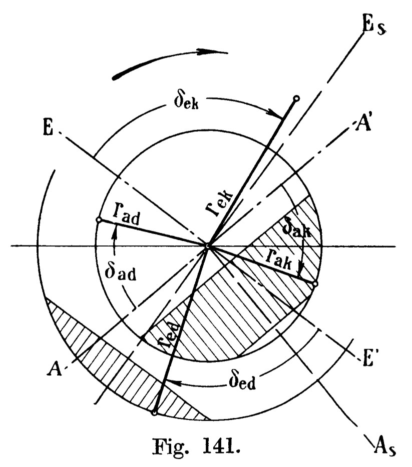


Fig. 141.

399. Bei der gewöhnlichen Schiebersteuerung, bei welcher die Steuerkanten für beide Zylinderseiten gemeinsam bewegt werden, ist die Bewegungsrichtung des Steuerorganes beim Öffnen der Kurbelseite die entgegengesetzte wie beim Öffnen der Deckelseite. Die Exzenter fallen dabei zusammen und sind identisch.

Beim Antrieb der Steuerorgane von einer Steuerwelle aus wäre es auch denkbar, die Anordnung so zu treffen, daß die Öffnung auf der einen Seite bei entgegengesetzter Bewegungsrichtung erfolgt wie die Öffnung auf der anderen Seite. Es würden dann die Exzenter bei gleichem Voreilwinkel in dieselbe Richtung fallen, bei ungleichem Voreilwinkel in der Richtung ein wenig voneinander abweichen. Eine solche Anordnung wäre natürlich sehr unpraktisch und wurde hier nur erwähnt, um die entgegengesetzte Lage der Exzenter beim Antrieb mit Steuerwelle zu erklären. Es sind hier stets im Interesse der Gleichheit des Antriebes entweder beide Exzenterstangen des Einlasses gezogen oder beide gedrückt. Das gleiche gilt vom Auslaß, aber unabhängig vom Einlaß, so daß also der Einlaß *gedrückte* Exzenterstangen haben kann, wenn der Auslaß gezogen hat, und umgekehrt auch alle vier Steuerorgane gleichmäßig entweder gedrückte oder gezogene Stangen haben können.

400. Der Antrieb der Steuerorgane von einer Steuerwelle kommt, wie schon bemerkt, fast nur bei Ventilsteuerung vor.

Ausnahmsweise kommt er auch bei 4 getrennten Kolbenschiebern (sog. Kolbenventilen), dann aber mit stark unsymmetrischer Schieberbewegung vor[1]). Hier sollen jedoch, um den Übergang von Früherem zu Ventilsteuerungen mit Steuerwellenantrieb zu vermitteln, symmetrisch schwingende Schieber vorausgesetzt werden, welche durch Winkelhebel mit dem Übersetzungsverhältnis 1 : 1 angetrieben werden (Fig. 142). Die kleinen, durch die Bogenführung der Hebelarme bedingten Abweichungen mögen vernach-

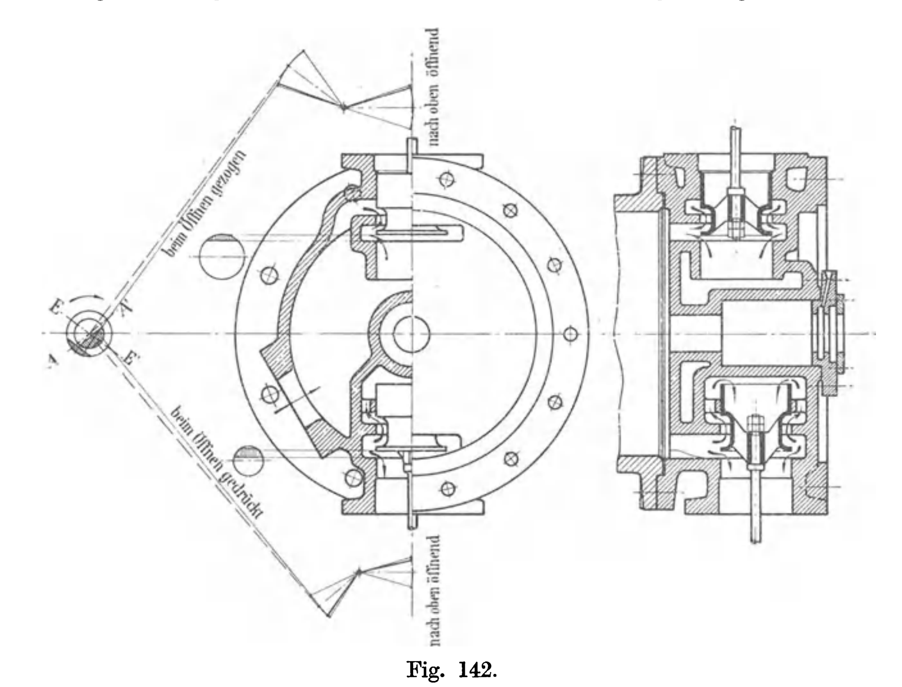


Fig. 142.

lässigt werden, was zulässig ist, wenn die mittleren Richtungen der Angriffsstangen auf den mittleren Armstellungen des Winkelhebels senkrecht stehen[2]).

401. Es wird weiter unten gezeigt werden, daß die Ventilsteuerungen aus Schiebersteuerungen mit 4 getrennten Schiebern abgeleitet werden können und es sich sogar empfiehlt, beim Entwurf den Weg über eine solche Schiebersteuerung zu nehmen, die man am besten als Kolbenschieber mit doppeltem Einlaß und doppeltem Auslaß berechnet. Es wird weiter gezeigt werden, daß durch die Einschaltung von schwingenden Zwischengetrieben irgendwelcher Art, wie sie bei Ventilsteuerungen mit Exzenterantrieb notwendig (Schwingdaumen, Wälzhebel), bei Vierschiebersteuerungen zur Kürzung der Schieberwege zweckmäßig sind (Kniehebel), an

[1]) Die Kolbenventile der van den Kerchove-Maschine, wie sie die Sächsische Maschinenfabrik in Chemnitz baut, sind Kolbenkanalschieber mit Doppelöffnung. Die Bewegung der Auslaßventile ist durch eingeschaltete Kniehebel stark unsymmetrisch gemacht, ähnlich dem Antrieb der Auslaß-Corlißschieber von einer Schwingscheibe aus.

[2]) Die Schieber sind, um den Lauf der Dampfströmung einzeichnen zu können beide in geöffneter Lage dargestellt. Diese Lagen kommen betriebsmäßig natürlich nicht gleichzeitig vor.

den gefundenen Voreilwinkeln und der Form und Lage der Scheitellinien nichts geändert wird und nur eine geometrisch ähnliche Vergrößerung oder Verkleinerung des Diagramms bedingt ist.

402. Damit man bei der Aufstellung des Exzenterlagenschemas nicht irrt, ist es für Steuerwellenantrieb zu empfehlen, bei derselben einen bestimmten Gang zu befolgen. Ich empfehle, die nachfolgende Reihenfolge innezuhalten:

1. Feststellung des Drehsinnes der Steuerwelle für die gewollte Maschinendrehrichtung (Unterschied, ob das Kegelrad der Hauptwelle am Lager sitzt oder ihm gegenüber, wie z. B. in der Dispositionsskizze am Ende des Werkes); Einführung einer einheitlichen Beschaurichtung für den Drehsinn der Steuerwelle, z. B. vom hinteren Zylinderdeckel nach der Kurbelwelle hin gesehen.

2. Eintragung der Öffnungsrichtung der Steuerorgane für Einlaß und Auslaß getrennt, Anschrift in einer für diesen Zweck gezeichneten allgemeinen Dispositionsskizze (vgl. Fig. 142), an die Schieberstangen oder Ventilspindeln „nach oben öffnend, nach unten öffnend“ (bei Ventilsteuerungen liegender Maschinen meist Einlaß und Auslaß nach oben öffnend).

3. Feststellung, ob beim Öffnen die Exzenterstange gezogen oder gedrückt ist, wofür bei Ventilsteuerungen die Betrachtung des schwingenden Zwischengetriebes an der Ventilhaube erforderlich ist; entsprechende Anschrift an die Exzenterstangen (vgl. Fig. 142).

4. Eintragung der Öffnungsfelder in das Exzenterlagenschema und Hervorhebung durch eine Strichelung oder Farbfüllung. Die Eintragung sollte nur für ein paar gleichzeitig geöffneter Steuerorgane[1]) (vgl. Art. 403) erfolgen, und zwar in der Weise, daß das Öffnungsfeld bei gedrückter Exzenterstange auf der Seite liegt, nach welcher die Exzenterstange abgeleitet ist, bei gezogener Exzenterstange auf der entgegengesetzten Seite. Die Deckungslinien sind dabei parallel zu den auf den mittleren Exzenterstangenrichtungen senkrecht stehenden Richtungen EE' und AA' zu ziehen.

Wenn die Füllung veränderlich ist, zeichne man den Exzenterkreis zu dem vorliegenden Zwecke zunächst nur für eine Füllung, etwa die größte, in das Exzenterlagenschema ein, und zwar bei dem in Nr. 5 befolgten Gang der Auftragung den größten Schieberkreis für die Deckelseite.

5. Für die Festlegung der gegenseitigen Exzenterlagen muß irgendeine Kurbelstellung gewählt werden; am geeignetsten hierfür sind die Kurbeltotlagen; welche von beiden man wählt, ist an sich gleichgültig. Hier ist ein für allemal die Deckeltotlage der Kurbel (Kurbel dem Zylinder zugekehrt) der Auftragung zugrunde gelegt.

403. Es werde zunächst eine Steuerung mit unveränderlichem Einlaß betrachtet. In Fig. 141, S. 159 ist entsprechend den Voraussetzungen der Fig. 142 angenommen, daß die Einlaßexzenterstangen gezogen sind, die Auslaßexzenterstangen gedrückt sind. Die Öffnungsfelder sind dann entsprechend der Regel Art. 402, Nr. 4 schraffiert.

Wenn die Kurbel sich in der Deckeltotlage befindet, ist der Einlaß der Deckelseite und der Auslaß der Kurbelseite geöffnet. Es sind also der Einlaßkreis der Deckelseite und der Auslaßkreis der Kurbelseite mit den zugehörigen Überdeckungen einzutragen. Man erkennt aus Fig. 141

[1]) Diese einseitige Eintragung wird nur der Übersichtlichkeit wegen empfohlen, sie ist keine Notwendigkeit.

bei dieser Auftragung sofort, daß bei der angenommenen Drehrichtung der Steuerwelle (indem die Auftragung im Sinne der Drehung zu erfolgen hat) der Einlaßvoreilwinkel δ_{ed} der Deckelseite von der Richtung ME' aus und der Auslaßvoreilwinkel δ_{ak} der Kurbelseite von MA' aus erfolgen muß; denn bei der Auftragung von ME und MA aus würde keine Öffnung stattfinden. Die Voreilwinkel δ_{ek} (Einlaß Kurbelseite) und δ_{ad} (Auslaß Deckelseite) sind von den gegenüberliegenden Ästen ME und MA aus im Sinne der Drehung abzutragen.

404. Man beachte, daß die die beiden „gleichzeitigen" Öffnungsfelder überschneidenden Exzenter nicht zusammengehören und nicht nebeneinanderliegen, denn es wurden für eine bestimmte Kurbeltotlage (Deckeltotlage) diejenigen beiden Exzenter betrachtet, deren Steuerorgane gerade geöffnet sind, d. h. das Einlaßexzenter r_{ed} der Deckelseite und das Auslaßexzenter r_{ak} der Kurbelseite. Es liegen aber zusammen die Exzenter r_{ed} und r_{ad} am deckelseitigen Ende des Zylinders, die Exzenter r_{ek} und r_{ak} am kurbelseitigen Ende.

Es empfiehlt sich, in dem Lagenschema für die Montage dies zum Ausdruck zu bringen und auch die Feldschraffierungen in der Montagezeichnung fortzulassen, um keine Irrtümer wachzurufen.

405. Wenn der Auslaß mit gezogener Stange arbeitet, ist das über der Linie AA' gegenüberliegende Feld das Öffnungsfeld und mit der Strichelung zu versehen. Der Winkel δ_{ak} ist dann von MA aus abzutragen, damit das Exzenter das Öffnungsfeld überschneidet und der Auslaß auf der Kurbelseite geöffnet ist, während sich der Kolben in der Grundstellung (Deckeltotlage) befindet.

406. Bei Steuerungen mit durch Stellexzenter veränderlichen Füllungen verfährt man ganz entsprechend, indem man zwei paarweise zusammengehörige Stellungen der Einlaßexzenter herausgreift, sie im Lagenschema nach den für feste Füllungen aufgestellten Grundsätzen festlegt und ausgehend von ihnen die Scheitellinien und festen Drehpunkte der Stellexzenter mit den Maßen des Diagramms überträgt.

In Fig. 143 und 144 ist das ausgeführt, und zwar in der halben Größe des Diagramms, das ja in doppelter natürlicher Größe aufgetragen gedacht war (im Buche kleiner gezeichnet). Es ist hier, um auch einmal andere Verhältnisse zu betrachten, angenommen, daß die Einlasse mit gedrückten Stangen arbeiten, die Auslasse mit gezogenen Stangen, daß also für die Einlasse ein Übertragungsgetriebe, etwa wie das Fig. 150, für die Auslasse ein Übertragungsgetriebe, etwa wie das Fig. 151, benutzt wird.

Für die Festlegung der Scheitellinien im drehbaren System der Steuerwelle ist das Exzenter für die Maximalfüllung gewählt, also für die Deckelseite das Exzenter MS, Fig. 138. Der zugehörige Voreilwinkel $\delta_{e\,\max d}$ ist von der Senkrechten EE zur mittleren Exzenterstangenrichtung so abzutragen, daß das Exzenter das Öffnungsfeld überschneidet ($\delta_{e\,\max d}$ ist nicht der größte, sondern der kleinste Voreilwinkel). Die Indexbeischrift max deutet die Zugehörigkeit zur größten Füllung an. Der Winkel ist in das Diagramm Fig. 138 nicht eingeschrieben. Die weitere Richtung und Punkte des Schemas werden durch Dreieckskonstruktionen und Winkelabtragungen aus dem Diagramm Fig. 138 übertragen. Fig. 144 zeigt das fertige Lagenschema.

407. Die Deckungslinien bleiben im Lagenschema hier sowohl wie in dem Lagenschema für unveränderliche Füllung am besten fort. Die Über-

deckungen kommen zum Ausdruck in der Bemessung der einzelnen Exzenterstangenlängen, die bei der Montage mit Hilfe der hier stets vorzusehenden Einstellvorrichtung noch genauer den Bedingungen des Entwurfs angepaßt werden kann.

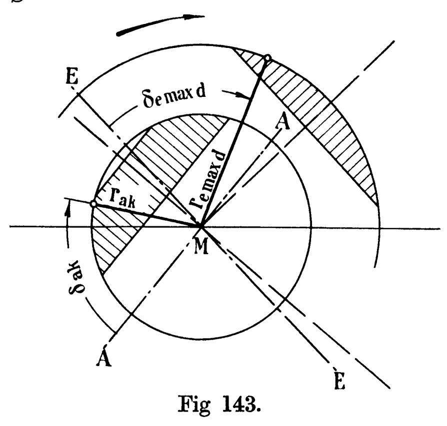


Fig 143.

408. Die Maße der Fig. 144 gelten für die Schiebersteuerung mit zweifach öffnenden Kolbenschiebern. Für die Ventilsteuerung hat eine geometrisch ähnliche Verkleinerung oder Vergrößerung, bei der alle Winkel unverändert bleiben, stattzufinden. Die Maßstabsbestimmung ist für Einlaß und Auslaß wegen der andersartigen Übertragungsgetriebe getrennt durchzuführen (vgl. auch Art. 400 und 401).

409. Die Beschriftung des Exzenterlagenschemas muß eine sehr ausführliche sein und alle der Auftragung zugrunde liegende Voraussetzungen enthalten, insbesondere auch den Drehsinn der Maschine, Lage des Zylinders zur Steuerwelle, Drehsinn der Steuerwelle, daneben evtl. Grundrißskizze des Kegelradgetriebes. (In der Tafelskizze am Ende des Werkes liegt das Zahnrad der Hauptwelle außen, meist wird es der leichteren Anbringung und einfacheren Formgebung des Radschutzkastens wegen nach innen gelegt, womit dann freilich der Abstand der Steuerwelle vom Zylinder noch etwas größer wird als in der Figur; der Drehsinn der Steuerwelle ist dann der umgekehrte). Besondere Aufmerksamkeit hinsichtlich der Drehrichtung der Steuerwelle verlangen stehende Maschinen mit den mehrfachen Schraubenrad- und Kegelradübersetzungen.

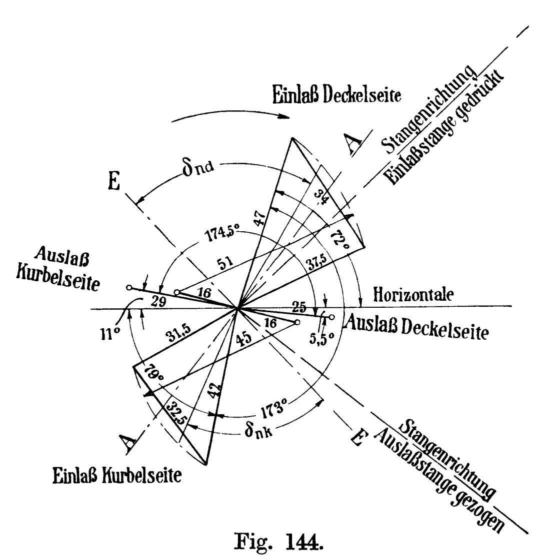


Fig. 144.
Exzenterlagenschema für vorwärts laufende Rechtsmaschine, Kurbel in der Deckeltotlage, Beschaurichtung vom Deckelende der Maschine nach dem Kurbellager hin.

Fig. 144 zeigt, wie eine solche Beschriftung des Exzenterlagenschemas etwa vorzunehmen ist. Die im Diagramm gefundenen Ausschlagbögen der Stellexzenter sind nicht durch Winkel, sondern durch die Dreieckseiten, welche dem Mittelpunkt gegenüberliegen, bestimmt. *Das ist für die* Auftragung bequemer; die Längen sind aus dem sorgfältig aufzutragenden Steuerungsdiagramm durch Abgreifen zu übernehmen.

Das Lagenschema setzt die in der Dispositionsskizze der Tafel angenommene Lage des Hauptwellenzahnrades (außen) voraus. Das müßte unter Beifügung einer kleinen Skizze in der Beschriftung des Lagenschemas noch angegeben werden.

Die Voreilwinkel sind keine Werkstattsmaße. Die Eintragung der Winkel δ_{nd} und δ_{nk} in das für die Werkstatt bestimmte Schema dürfte also fortfallen; die Winkel sind hier nur zur Erläuterung des Zusammenhanges mit Früherem eingeschrieben[1]). δ_{nd} ist der Voreilwinkel für den deckelseitigen Einlaß bei der Normalleistung, δ_{nk} der entsprechende Voreilwinkel für den kurbelseitigen Einlaß.

410. Das Exzenterlagenschema ist dann noch durch die Fig. 145 für den Fall ergänzt, daß das Auslaßexzenter mit dem festen Exzenter für das Stellexzenter des Einlasses zusammengegossen ist oder mit ihm gemeinsam aufgekeilt werden soll. Da die festen Einlaßexzenter beide nach innen liegen und man (beim Vorreißen der Exzenter für die Bearbeitung) beide Exzenterpaare entweder vom Einlaßexzenter oder vom Auslaß aus beschauen wird, ist für die Winkelabtragung der Deckelseite noch die Lage bei umgekehrter Beschaurichtung angegeben.

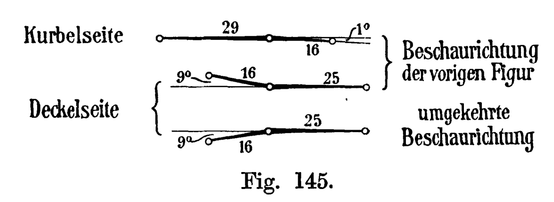


Fig. 145.

411. Für die Maßeinschriften ist auch die beabsichtigte Art der Montage und des Anreißens der Exzenter und ihrer Befestigungsmittel auf der Welle von Bedeutung. In Fig. 144 sind die Winkel angegeben, welche die festen Exzenter bei einer besonderen Wellenstellung mit der Horizontalen bilden. Dabei ist vorausgesetzt, daß das Anreißen der Exzenter für die Montage nach dem im nachstehenden erörterten oder einem ähnlichen Verfahren erfolgt. Das Verfahren ist auch anwendbar für Exzenter auf der Hauptwelle.

Vorreißen der Exzenterstellungen.

412. Das Vorreißen oder Anreißen der Exzenterstellungen oder der Befestigungsteile für die Exzenter auf der Welle ist ohne Zuhilfenahme besonderer Hilfsapparate eine umständliche Arbeit. Vielfach wird zum Vorreißen die ganze Kurbelwelle auf eine Richtplatte gebracht, um auf derselben mittels des Parallelenreißers die Arbeit auszuführen.

Ich empfehle das folgende Verfahren: Zum Zwecke des Anreißens werden sämtliche Exzenter von vornherein mit einer radialen Bohrung in der Richtung des Exzenterradius versehen, welcher man eine Weite von 10 mm geben mag. Diese Bohrung ist, da beim Anreißen die Bügel noch nicht aufgebracht sind, für das Einstecken eines kleinen Instrumentes zugänglich. Im Betriebe ist sie durch den Exzenterbügel abgedeckt.

Das Instrument (Fig. 146) besteht aus einem Gradbogen, einer Hauptlibelle (Wasserwage) und einer kleinen Querlibelle, und ist mit einem für die Normalbohrung passenden Steckstift versehen.

---

[1]) Auch die Einschrift der Winkel 173° und 174,5 wäre entbehrlich, ist aber zu empfehlen, weil diese Winkel allgemeinere Gültigkeit besitzen und auch bei einer anderen Stangenrichtung Gültigkeit behalten.

Zum Zwecke des Anreißens der Exzenterstellungen wird die Welle in diejenige Drehlage gebracht, welche bei den auf die Horizontale bezogenen Winkeleinschriften des Exzenterlagenschemas vorausgesetzt wurde (Fig. 144). Dann wird der Gradbogen auf den angegebenen Winkel eingestellt und, nachdem das Instrument mit dem Steckstift in die Bohrung des Exzenters eingesetzt ist, das Exzenter auf der Welle gedreht, bis die Libelle zum Einspielen kommt. Für das eigentliche Vorreißen werden geeignete Anlagestücke benutzt, deren Form von der Art der Befestigung abhängt.

413. Wenn beim Vorreißen die Exzenter selbst noch nicht bereit sind, kann man statt der Exzenter auch Lehren benutzen, an welchen man das Instrument anbringt, um von der Lehre aus zunächst Marken an der Welle anzureißen und dann die Gegenmarken auf die Exzenter durch Auflegen der Lehre auf die Exzenter zu übertragen.

Das Verfahren ist in erster Linie für das Vorreißen der Exzenterstellungen auf Steuerwellen bestimmt, kann aber auch für das Vorreißen auf Hauptwellen benutzt werden.

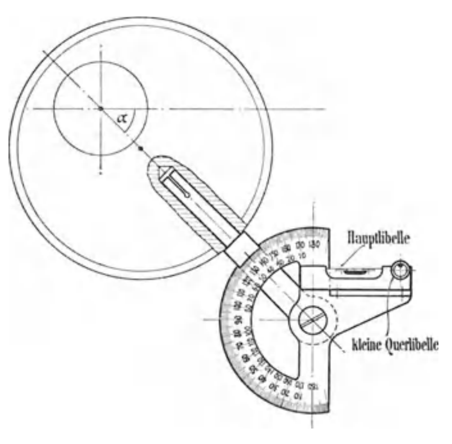


Fig. 146.

Wenn man das Vorreißen der Stellung eines der zum Antrieb der Steuerwelle dienenden Zahnräder oder einer Wellenkuppelungshälfte bis zuletzt verschiebt, ist die Drehstellung der Steuerwelle für das Anreißen der Exzenter gleichgültig, da es zunächst nur auf die Festlegung der gegenseitigen Stellung der einzelnen Exzenter auf der Steuerwelle ankommt: Es ist die Welle in einer beliebigen Drehstellung festzulegen und in derselben das Vorreißen der Exzenter vorzunehmen. Nach dem Zusammenbau der Maschine wird dann die Stellung des noch nicht festgelegten Zahnrades auf der Welle vorgerissen: Man bringt die Kurbel in die den Winkeleinschriften zugrundeliegende Normalstellung, setzt das Instrument an eines der Exzenter an und dreht die ganze Steuerwelle in die zugehörige Stellung.

414. Das Einstellen der Steuerung, d. i. die richtige Verteilung der Überdeckungen auf die Kurbel- und Deckelseite durch Einstellen der Stangenlängen, findet entweder nach dem linearen Voröffnen oder (bei Ventilsteuerungen besser) nach dem Voreinströmungswinkel statt. Im ersteren Falle bringt man die Kurbel nacheinander in die beiden Totlagen, im letzteren Falle in die beiden Voreinströmungslagen.

Es ist absichtlich hier gesagt: nach dem linearen Voröffnen und nach dem Voreinströmungswinkel, also noch nicht ausgesprochen, daß die betreffenden Größen auf Kurbel- und Deckelseite gleichgemacht werden sollen. Ob das erstrebenswert ist, hängt (besonders wenn der Füllungsausgleich mit einem Exzenter erreicht werden soll) ganz von den beim Steuerungsentwurf verfolgten Absichten ab. Es sind beim Entwurf so mannigfache Rücksichten zu nehmen, welche die Zurückstellung der einen Forderung gegen die andere notwendig machen, daß es beim Einstellen der Steuerung im Betrieb nicht zulässig ist, eine Füllung herauszugreifen und für sie die Erfüllung irgendeiner Bedingung zu verlangen; durch solche Willkür

können andere wichtigere Forderungen, die bei dem nun einmal durch die Ausführung festgelegten geometrischen Zusammenhange nicht unabhängig geändert werden können, verletzt werden.

Es ist auch kaum möglich, aus einer fertigen Maschine die Absichten rückwärts zu entwickeln, welche beim Entwurf der Steuerung verfolgt wurden[1]). Deshalb ist es gerade bei den einfacheren ausgeglichenen Steuerungen, bei welchen eine Vermittelung zwischen den verschiedenen Forderungen notwendig war, erforderlich, eine Einstellvorschrift beizugeben, und für den Käufer ratsam, eine solche zu verlangen. Eine solche Vorschrift kann bei nur einem Einlaßexzenter mit Flachregler etwa die Form haben: Zum Einregulieren der Einlaßsteuerung ist das Stellexzenter zunächst vom Regulatorstellzeug loszumachen und auf Marke 3 zu stellen, dann ist die Länge der Gestänge so einzuregulieren, daß das Voröffnen auf der Deckelseite bei einem Voreinströmungswinkel von 15°, auf der Kurbelseite bei einem Voreinströmungswinkel von $16^1/_2$° beginnt[2]).

415. Die Einstellung von Ventilsteuerungen erfolgt, wie bemerkt, am besten nach den Voreinströmungswinkeln. Es ist gleichwohl möglich, danach auf gleiches lineares Voröffnen einzustellen, wenn eine solche Einstellung nach den Absichten des Steuerungsentwurfs erwünscht ist. Es ist dazu nur erforderlich, die beiden (für Deckelseite und Kurbelseite etwas verschiedenen) Voreinströmungswinkel, welche gleiches lineares Voröffnen ergeben, nach dem Steuerungsdiagramm in der Einstellvorschrift anzugeben.

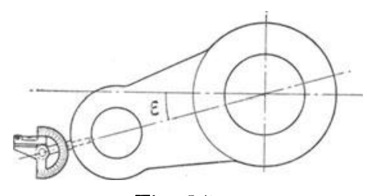


Fig. 147.

Um die Steuerung nach dem Voreinströmungswinkel ε einzustellen, bringt man die Kurbel in die vorgeschriebene Voreinströmungsstellung und bringt dann durch Einstellung der Länge des Gestänges das Zwischengetriebe (Wälzhebel, Schwingdaumen) zur Anlage mit leichter Spannung[3]).

Das Einrichten der Kurbel auf die Voreinströmungslage kann mit Hilfe des oben empfohlenen Apparates erfolgen, wenn man die Kurbel mit einer für denselben passenden Bohrung versieht (Fig. 147) oder auch unter Anwendung entsprechend geneigter, auf die Kurbel aufzulegender Paßstücke mit einer einfachen Wasserwage.

Das Einstellen der Auslaßsteuerung wird bei Ventilsteuerungen am besten ebenfalls nach dem betreffenden Voröffnungswinkel, d. h. nach dem Vorausströmungswinkel, bewirkt.

Ventilsteuerungen.

Beziehungen zwischen Schiebersteuerungen und Ventilsteuerungen.

416. Die Entwicklungen und Berechnungsergebnisse über Schiebersteuerungen können mit ganz geringen Ergänzungen auf zwangläufige Ventilsteuerungen mit Exzenterantrieb übertragen werden. Insbesondere

[1]) Wie soll man z. B. die in Art. 391 bis 393 verfolgte Absicht an der fertigen Maschine wiedererkennen?

[2]) Die angegebenen Zahlen sind nur Beispielswerte.

[3]) Diesem Einstellen des eigentlichen Steuerungsgestänges muß selbstverständlich die genaue Einstellung der Ventilspindellänge vorausgegangen sein.

behalten die auf die Voreilwinkel und die Wahl der Scheitelkurven bezüglichen Entwicklungen für Ventilsteuerungen Gültigkeit.

Die durch die Anordnung einer Steuerwelle (welche vorwiegend für Ventilsteuerungen Anwendung findet) bedingten Besonderheiten sind bereits in den Art. 397 bis 415 in Anwendung auf eine Schiebersteuerung mit vier Kolbenschiebern behandelt. Die zugehörige Lehrzeichnung Fig. 142 wurde lediglich zum Nachweis der nahen Beziehungen zwischen Kolbenschiebersteuerung und Ventilsteuerungen entworfen. Damit ist dann auch die Frage der Montagewinkel der Exzenter auf Steuerwellen für Ventilsteuerungen erledigt.

417. Im Anhang 24 ist gezeigt, daß die Gesetze der einfachen Schiebersteuerungen mit gerader, zentraler Schwingbahn des Exzenterstangenendpunktes hinsichtlich der Öffnungs- und Abschlußstellungen des Steuerungsgetriebes auf Exzentergetriebe mit gekrümmter Schwingbahn übertragen werden können, und daß für solche Getriebe das gleiche Entwurfsdiagramm benutzt werden kann wie für einfache Schiebersteuerungen.

Für die Herstellung dieses Zusammenhanges ist im Anhang 24 der Begriff der Deckungszentrale eingeführt, und der Begriff des Voreilwinkels verallgemeinert (Art. 18).

418. Zwischen dem auf einer Schwingbahn geführten Exzenterstangenendpunkt und dem Steuerorgan sind bei Ventilsteuerungen aus den im Art. 467 erläuterten Gründen stets schwingende Zwischengetriebe (Schwingdaumen, Wälzhebel) eingeschaltet. Solche Zwischengetriebe übertragen zwar die Bewegung des Exzenterstangenendpunktes völlig verändert auf das Steuerorgan, aber sie ändern nichts an denjenigen Stellungen des Exzenters, welche dem Beginn und dem Ende der Öffnung des Steuerorganes zugehören, sofern der Antrieb auf gleichen Deckungspunkt (vgl. Art. 4 und 5 des Anhanges 24) wie die Vergleichsschiebersteuerung eingestellt ist.

Diese Eigenschaft besitzen übrigens alle schwingenden Zwischengetriebe, also außer den genannten auch der bei Schiebersteuerungen mit getrennten Schiebern für Kurbel- und Deckelseite vorkommenden Kniehebel (vgl. Art. 400 nebst Fußnote).

419. Um diesen Zusammenhang zwischen einer von einem Schwingarm angetriebenen Schiebersteuerung und einer ebenso, aber unter Zwischenschaltung eines Schwingdaumen- oder Wälzhebelgetriebes angetriebenen Ventilsteuerung sich klar zu machen, mag man sich mit dem Hebel JT der zum Art. 5, Anhang 24 gehörigen Figur zu Vergleichszwecken ein Daumengetriebe oder Wälzhebelgetriebe derart verbunden denken, daß gerade das Öffnen oder Schließen des Ventils bei der gezeichneten Schieberstellung eintritt. Dazu ist erforderlich, daß die Längen des Übertragungsgetriebes so eingestellt sind, daß der Daumen sich gerade in seiner Anlaufstellung befindet, wenn sich die beiden zusammen arbeitenden Schieberkanten decken, oder bei Wälzhebelgetrieben, daß bei dieser Stellung des Schiebers der vom Exzenter angetriebene Wälzhebel eben zur Anlage gelangt, ohne das Ventil schon zu öffnen.

Es beginnt dann bei der Weiterbewegung des Exzenters und des Schwingarmes gleichzeitig das Öffnen des Schiebers und des Ventils. Ebenso findet, wenn die Schwinge beim Rückgang wieder den Punkt T erreicht, für Schieber und Ventil gleichzeitig der Abschluß statt.

Die Anlaufstellung des Daumens wird bei der Abschlußbewegung zur Ablaufstelle. Die Rolle geht in die innere Rast und weiter in die Spannkurve über, die beim Ablauf die Entspannung bewirkt (vgl. Anhang 23 Art. 7 und 8).

420. Da die beiden dem Öffnungsbeginn und dem Abschluß zugehörigen Exzenterstellungen je bei der Schiebersteuerung mit Schwingenantrieb und der Ventilsteuerung gleich sind, ist auch der Voreilwinkel und das Verhältnis e/r (beim Auslaß das Verhältnis i/r) das gleiche.

Exzenterstellungen und Ventilerhebungen.

421. Mit den in den beiden Anhängen 23 und 24 gegebenen Entwicklungen und den vorstehenden Erläuterungen ist es zwar unschwer möglich, für ein gegebenes Schwingdaumengetriebe die zu den einzelnen Exzenterstellungen gehörigen Ventilerhebungen zu bestimmen, doch sollen im nachstehenden noch einige Schwingdaumengetriebe nach dieser Richtung hin erläutert werden, ehe an die schwierigere, umgekehrte Aufgabe herangegangen wird, für gegebene Anforderungen ein Schwingdaumengetriebe zu entwerfen und die Größe desselben zu bestimmen.

Bei diesen Erläuterungen sollen auch die beiden Anhänge 23 und 24, die an sich je ein selbständiges Gebiet behandeln, zueinander in Beziehung gebracht werden.

422. Der Anhang 23 handelt von den Beziehungen zwischen dem Daumendrehwinkel und der Rollenerhebung. Er gilt ganz allgemein unabhängig davon, nach welchem zeitlichen Gesetz die Daumendrehung stattfindet, und wie der Antrieb erfolgt, ob der Daumen mit der Steuerwelle umläuft[1]), oder ob er von einem Exzentergetriebe, oder auch irgendeinem anderen Getriebe, z. B. einem anderen Daumen seinen Antrieb erhält.

423. Der Anhang 24 behandelt den Antrieb von Schwingarmen durch Exzenter, insbesondere die Beziehungen zwischen Exzenterstellungen und Schwingenstellungen und weiterhin vermöge der Beziehungen zwischen Exzenter- und Kolbenstellungen auch die Zugehörigkeit von Kolben- und Schwingenstellungen. Die Ergebnisse des Anhanges 24 können sowohl für Schwingdaumengetriebe als auch für Wälzhebel[2]), aber auch für Dreh-

---

[1]) Umlaufende Daumen kommen bei Dampfmaschinen heute nur noch selten vor; nur bei langsam laufenden Dampfmaschinen, z. B. zum direkten Antrieb von Kolbenpumpen mittels einer durchgehenden Kolbenstange, finden sie, da sie billiger sind als Schwingdaumen mit Exzenterantrieb, noch Verwendung. Um so häufiger sind sie bei kleinen und mittleren Verbrennungskraftmaschinen im Gebrauch. Die Untersuchung gegebener Getriebe dieser Art ist mit den Erläuterungen des Anhanges 23 ohne Schwierigkeiten möglich. Der Anhang 24 kommt für sie nicht in Betracht.

[2]) Die Wälzhebel sind in dem vorliegenden Werk nicht weiter behandelt; sie finden für Dampfmaschinen heute nur noch in beschränktem Maße Verwendung, sind dagegen die vorwiegend benutzten Zwischengetriebe für Großgasmaschinen. Bezüglich des Zusammenhanges zwischen Ventilerhebung und Schwingenausschlag sowie bezüglich der Geschwindigkeitsverhältnisse sei auf den grundlegenden Aufsatz von Holzer, Zeitschr. d. V. d. I. 1908, S. 2043 verwiesen, ferner auf das Werk von H. Dubbel, „Die Steuerungen der Dampfmaschinen“, Berlin 1921, 2. Aufl., S. 151 bis 160, welches sich auf den Holzerschen Aufsatz stützt; ferner sei verwiesen auf das Werk von J. Magg, „Die Steuerungen der Verbrennungskraftmaschinen“, Berlin 1914, S. 115 bis 133, wo auch die dynamischen Verhältnisse näher behandelt sind. Weiter ist eine Aachener Dissertation von Essig, „Über Steuerungsgetriebe mit Wälzhebeln“, Berlin 1909, zu nennen.

schieber und andere Schieber mit eingeschalteter Schwinge benutzt werden. Es soll in den nachstehenden Erläuterungen lediglich die Anwendung auf Schwingdaumen erläutert werden.

Schwingdaumengetriebe mit Rolle an einem Zwischenhebel.

424. In Fig. 148 ist J der Drehpunkt des Schwingdaumens, C der Drehpunkt des Zwischenhebels (Ventilhebels). J und C sind feste Punkte; durch die Gerade JC ist die Lage des festen Systems bestimmt. Die Richtung DK der Ventilspindel gehört, obwohl die Ventilspindel sich selbst bewegt, ebenfalls dem festen System an, da die Bewegung in ihrer eigenen Richtung stattfindet. T_1 ist der Mittelpunkt der im Ventilhebel gelagerten Rolle; er beschreibt im drehbaren System des Daumens die S-Kurve, die Äquidistante zur Daumenkurve (Anhang 23, Art. 13). JT ist der Antriebsarm des von einem Exzenter mit gezogener Stange (Art. 398) angetriebenen Schwingdaumens, TE die Deckungszentrale, gemäß Anhang 24 Art. 5. Der Steuerungskreis ist zur Vermeidung der Linienhäufung gemäß Art. 17 des Anhanges herausgezeichnet; r ist die Exzentrizität des Exzenter, e die Diagrammüberdeckung des Getriebes.

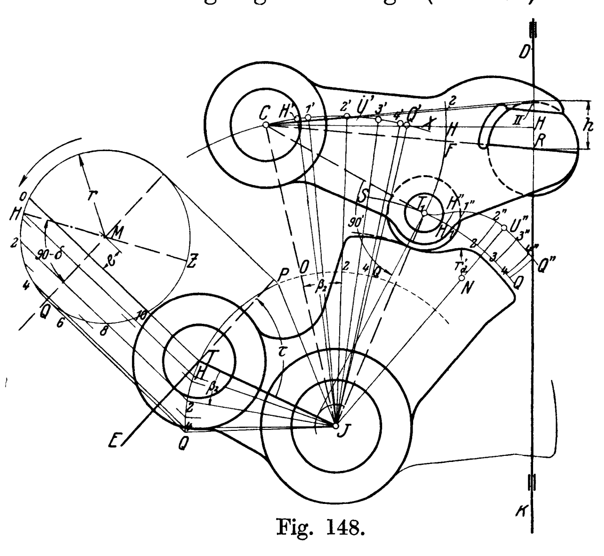


Fig. 148.

425. Es gehört z. B. dem Punkt 2 und 8 des Exzenterkreises (nach dem Projektionssatz Art. 11 des Anhanges 24) der Punkt 2 der Schwingbahn zu. Die Schwinge hat bei Erreichung dieses Punktes aus der Deckungslage den Winkel β_2 zurückgelegt. Die Endpunkte Q und P der Schwingbahn findet man nach Art. 12.

Für die Bestimmung der Rollenerhebung oder des Drehwinkels des Rollenarmes führt man nach Anhang 23, Art. 13 u. 18 die entgegengesetzt gleiche Drehung des festen Systems ein, das im vorliegenden Falle durch die Gerade JC repräsentiert wird. Man findet den Punkt $2'$ auf der relativen Schwingbahn CX des Punktes C, indem man von JC den Winkel β_2 in entgegengesetztem Sinne, wie er am Schwingarm erscheint, abträgt, was am einfachsten durch Abtragung des Bogens $T\,2$ auf der durchgeschlagenen Schwingbahn QP von 0 aus geschieht.

426. Um die Rollenerhebung, welche den Exzenterstellungen $M\,2$ und $M\,8$ zugehört, zu finden, schlägt man gemäß Anhang 23 Art. 18 mit der Armlänge $C\,T_1$ den Kreis um $2'$. Dieser schneidet die verlängerte innere Rast der S-Kurve in 2, die S-Kurve selbst in $2''$; $2\,2'\,2''$ ist der Ausschlagwinkel des Ventilhebels.

Um weiter die Ventilerhebung zu finden, schlägt man am besten um C den Kreis mit $C\,T_1$ und trägt auf ihm den Bogen $2\,2''$ von dem Punkte F aus ab bis 2. F liegt auf der Richtung CR des Hebels bei abgeschlossenem

Ventil. Die Richtung $C\,2$ liefert den Punkt II, $R\,II$ ist die Ventilerhebung.

427. In gleicher Weise könne die zu allen anderen Punkten des Exzenterkreises gehörigen Ventilerhebungen gefunden werden. Insbesondere interessiert noch das lineare Voröffnen des Ventils. Man findet es, indem man in den Exzenterkreis die Kolbenweglinie HZ nach Anhang 24, Art. 20 einträgt und bezüglich des Punktes H ganz so verfährt, wie mit allen anderen Punkten des Exzenterkreises.

Von Interesse ist schließlich noch der Punkt $\ddot{U}''$, in welchem die Rolle in die äußere Rast einläuft. Man schneidet mit dem um $\ddot{U}''$ mit der Länge $C\,T_1$ als Radius geschlagenen Kreis in die relative Schwingbahn CX des Punktes C ein, in $\ddot{U}'$, und findet von da aus, den vorher erläuterten Weg rückwärts gehend, die beiden zugehörigen Punkte des Exzenterkreises.

428. Um die Ventilerhebungen als Funktion des Kolbenweges zu finden, muß man auf den an die Schwinge angezeichneten Exzenterkreis mit eingezeichneter Kolbenweglinie zurückgehen. Man findet die Kolbenstellungen, welche den einzelnen Exzenterstellungen zugehören, durch Projektion (geradlinige oder durch Bogenprojektion) auf die Kolbenweglinie. Die Untersuchung ist jedoch bequemer bei dem nachstehend erläuterten Verfahren.

429. Verfahren mit verlegtem Steuerungskreis. Um die jedesmalige Übertragung des Winkels β zu vermeiden, verlegt man den Steuerungskreis mit dem Punkte T nach dem Vorschlage des Verfassers nach dem festen Punkte C und denkt sich den festen Arm JC (Fig. 149) als drehbare Schwinge von einem Exzenter angetrieben, dessen Wellenmitte in der Richtung CE_1 liegt. Diese Richtung CE_1 wird festgestellt durch Abtragung des Winkels τ von CJ aus, in entgegengesetzter Richtung, wie er zu TJ liegt; entgegengesetzt, weil die Relativbewegung des festen Systems zu dem festliegend gedachten Daumen betrachtet werden soll (Anhang 24, Art. 25 bis 32 und Anhang 23, Art. 18).

Damit die Winkel β ebenso groß werden wie bei gleichen Exzenterdrehwinkeln des wahren Exzenters, muß der Radius ein Verhältnis JC/JT vergrößert werden, ebenso die Überdeckung, um geometrisch ähnliche Bedingungen zu erhalten. Man beginnt mit der Bestimmung von e_1, um M_1 zu finden und schlägt dann den Kreis mit r_1. Es ist

$$e_1 = e\frac{JC}{JT}, \qquad r_1 = r\frac{JC}{JT}.$$

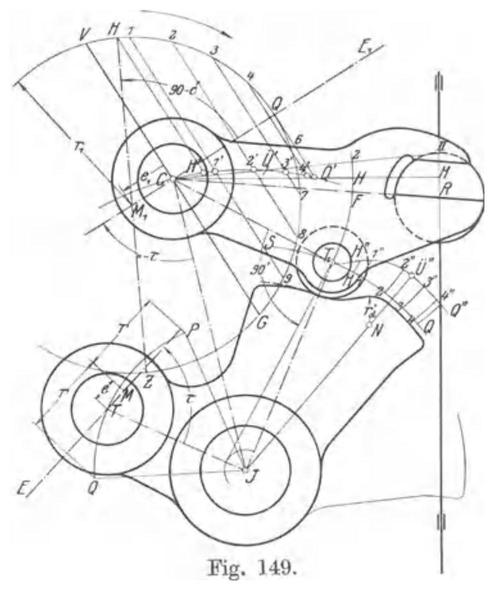
CE_1 ist die verlegte Deckungszentrale, die Senkrechte VG zu ihr im Punkte C errichtet ist die Deckungslinie. In V beginnt die Öffnung, in G ist sie beendet.

430. Die Punkte $1'$, $2'$, $3'$, $4'$, Q' aus Fig. 148 findet man in Fig. 149 unmittelbar nach dem Projektionssatz, indem man die Punkte 1, 2, 3, 4, Q usw. auf die relative Schwingbahn CX senkrecht zur Deckungszentrale CE_1 projiziert.

Die Rollenerhebungen und weiter die Ventilerhebungen werden ebenso gefunden wie im Art. 426 und 427. Der Steuerungskreis am Schwingarm ist in Fig. 149 gemäß Anhang 24, Art. 29 fortgelassen. Es sind am Schwingarm nur die dort empfohlenen Eintragungen gemacht.

431. Auf dem Arm CB ist in B noch das Lot errichtet, welches zeigt, daß der Triebwinkel etwas größer als ein Rechter ist (stumpfer Triebwinkel,

Art. 491). Ferner ist um J der dies Lot tangierende Kreis gezeichnet, der es gestattet, das Getriebe gemäß Anhang 23, Art. 18, viertes Verfahren näherungsweise ebenso zu behandeln wie ein Getriebe mit gerader geführter Rolle. Den Steuerungskreis wird man dabei nach T_1 verlegen.

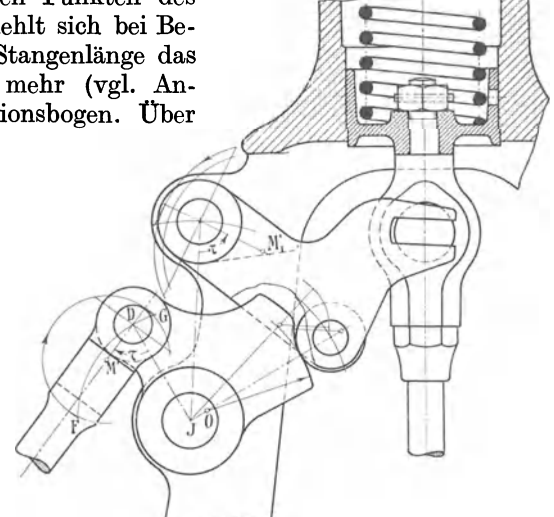

Fig. 149.

432. Die Kolbenweglinie HZ wird durch Abtragung des Winkels $90° - \delta$ von CE_1 aus entgegen dem Drehsinne gefunden (Anhang 24, Art. 18). Die Kolbenwege, welche den einzelnen Exzenterkreispunkten 1, 2, 3 zugehören, werden jetzt unmittelbar und damit in nächstem Zusammenhang mit den Rollenerhebungen gefunden, indem man die Exzenterkreispunkte auf die Kolbenweglinie HZ senkrecht (unendliche Pleuelstangenlänge) oder mit Bogenprojektion (endliche Pleuelstangenlänge) projiziert, und zwar für die Deckelseite mit Mittelpunkten der Projektionsbogen auf der Verlängerung von M_1H über H hinaus, für die Kurbelseite mit Mittelpunkten auf der Verlängerung über M_1 hinaus. (Vgl. Anhang 24, Art. 22 und 24.)

Wenn man von bestimmten Punkten des Exzenterkreises ausgeht, empfiehlt sich bei Berücksichtigung der endlichen Stangenlänge das Verfahren mit Distanzbögen mehr (vgl. Anhang 21) als das mit Projektionsbogen. Über die Lage ihrer Mittelpunkte gilt das vorher Gesagte.

Für veränderliche Füllung mit Stellexzenter wird man das ganze Steuerungsdiagramm mit der Scheitellinie (vgl. die Figur im Anhang 24, Art. 24) von T nach C unter Benutzung des Orientierungswinkels τ verlegen (Anhang 24, Art. 28) und es dabei im Verhältnis $JC : JT$ vergrößern.

Die Eintragungen am Schwingarm JT wird man dabei auf das im Anhang 24, Art. 29 empfohlene Maß beschränken (vgl. auch die Eintragungen am Schwingarm in Fig. 149).


Fig. 150.

Der Hauptgewinn des Verfahrens mit verlegtem Steuerungskreis wird sich bei der umgekehrten Aufgabe, dem Entwurf, erweisen, bei welchem er zuerst gefunden wird und zur Bestimmung des wahren Steuerungskreises dient.

Die Ermittlung der Ventilerhebungen als Funktion des Kolbenweges bei veränderlicher Fällung ist im Art. 439 für das Getriebe mit unmittelbarem Antrieb der Ventilspindel besprochen. Das dort Gesagte gilt mit den sich aus der Besonderheit des Getriebes mit Zwischenhebel von selbst ergebenden Abweichungen auch für dieses.

433. Fig. 150 und 151 zeigen noch andere Formen von Daumengetrieben mit Zwischenhebel und Daumen an der Schwinge. Die Punktbezeichnungen sind etwas anders als in den Fig. 148 und 149. Fig. 150 stellt einen Einlaßdaumen dar, welcher mittels gedrückter Exzenterstange angetrieben wird und so angeordnet ist, daß der Daumen nicht durch die Ventilspindel hindurchschlägt, so daß sie nicht geteilt zu werden braucht. Der Deckungspunkt ist mit D bezeichnet. Es ist des Vergleichs halber sowohl der Steuerungskreis am Antriebsarm wie der interessierende Teil des Steuerungskreises am festen Drehpunkt des Hebels eingetragen.

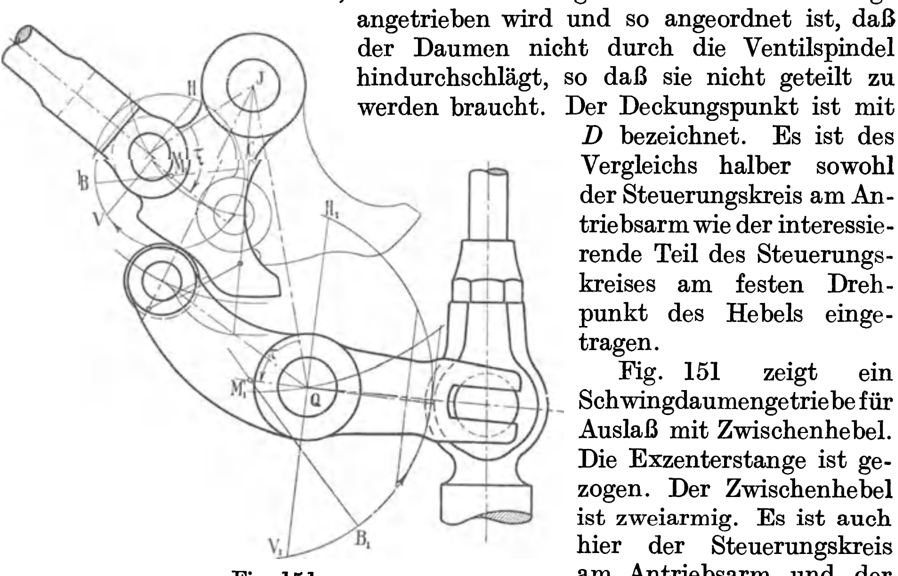


Fig. 151.

Fig. 151 zeigt ein Schwingdaumengetriebe für Auslaß mit Zwischenhebel. Die Exzenterstange ist gezogen. Der Zwischenhebel ist zweiarmig. Es ist auch hier der Steuerungskreis am Antriebsarm und der an den festen Drehpunkt Q verlegte Steuerungskreis eingetragen. Die Kolbenweglinie im ersteren ist mit $B M_1 C$, im letzteren mit $B_1 M_1'$ bezeichnet.

Schwingdaumengetriebe mit unmittelbarem Antrieb der Ventilspindel (Rolle an der Ventilspindel).

434. Das in der Überschrift gekennzeichnete Getriebe, welches als Lentzgetriebe bezeichnet wird, ist in Fig. 152, in welcher der Daumendrehpunkt mit J bezeichnet gedacht werde, dargestellt. Weiter hinten ist der Entwurf und die Größenbestimmung eines solchen Getriebes durchgeführt (Art. 527 bis 536). Die dort gefundenen Maße mögen hier als gegeben angesehen werden, um daran die Untersuchung des Getriebes zu erläutern.

Man kann bei dieser Untersuchung, ähnlich wie in dem Art. 425 für das Daumengetriebe mit Zwischenhebel, das „Übertragungsverfahren“ anwenden, d. h. die Ausschläge des Schwingarmes mit Hilfe des an ihn angetragenen Steuerungskreises bestimmen und dann die gleich großen Ausschläge des Daumens durch die entgegengesetzt gleichen des festen Systems ersetzen, um dann weiter nach Anhang 23, Art. 13 zu verfahren. Dabei müssen dann die Ventilerhebungsrichtungen im gedrehten, festen System den mit dem Abstande t um J (Fig. 163), geschlagenen Kreis berühren.

435. Man kann jedoch auch hier das **Verfahren mit verlegtem Steuerungskreis** anwenden, das sich bei dem direkten Antrieb als noch fruchtbarer erweist als bei dem Daumengetriebe mit Zwischenhebel, indem man von den Ventilerhebungen bis zum Exzenterkreis und weiter zu den Kolbenwegen durch geschlossene Linienzüge gelangt, durch welche nicht nur die zeichnerischen Ungenauigkeiten vermindert werden, sondern auch die Zusammengehörigkeit der einer bestimmten Stellung zugehörigen Punkte durch Verfolgung des Linienzuges unmittelbar übersehen werden kann.

Bei den Verlegungsverfahren denkt man sich wieder einen geeigneten Punkt des um den Daumendrehpunkt J (Fig. 153) drehbar gedachten festen Systems unmittelbar durch ein Exzentergetriebe von entsprechender Größe und Triebrichtung so angetrieben, daß das feste System sich relativ zu dem nunmehr fest gedachten Daumen genau so bewegt wie dieser in Wirklichkeit zum festen System. Die Punkte des festen Systems beschreiben dabei mit gleicher Winkelgeschwindigkeit Kreisbahnen um J im System des Daumens. Das Verfahren ist also für jeden Punkt des festen Systems anwendbar. Es wird nur darauf ankommen, den Punkt so zu wählen, daß die zusammengehörigen Stellungen des Kolbens, Exzenters, Daumens und Ventils mit dem kleinsten zeichnerischen Aufwand, möglichst großer zeichnerischer Genauigkeit und möglichster Übersichtlichkeit gefunden werden. Bei dem Getriebe mit Zwischenhebel erwies sich der Drehpunkt des Zwischenhebels ohne weiteres als hierfür geeignet.

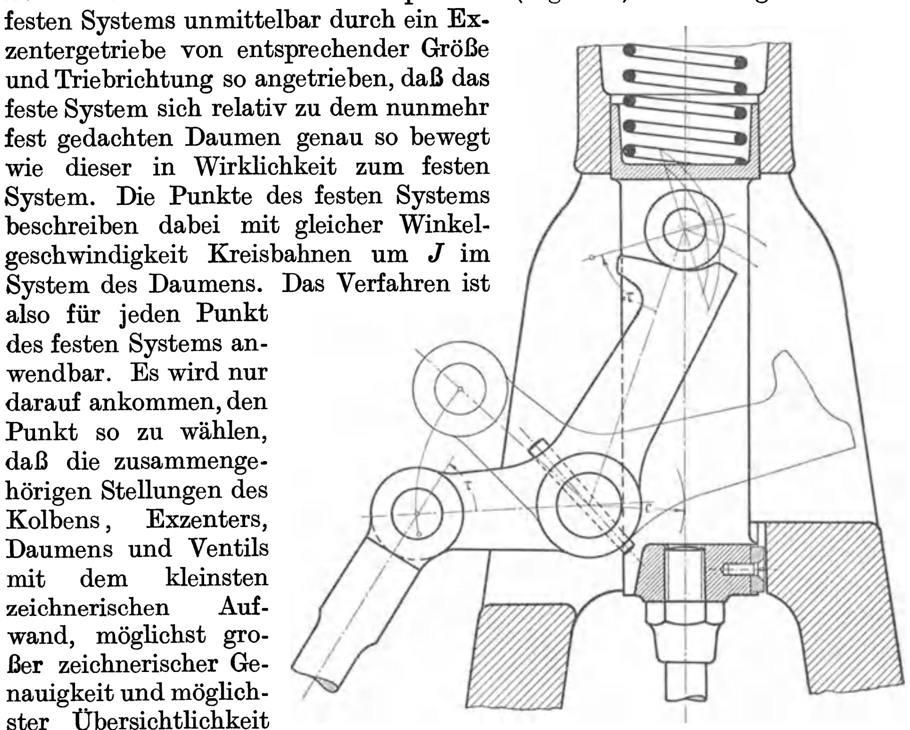


Fig. 152.

436. Bei direktem Antrieb der gerade geführten Rolle ist der Schnittpunkt T_1 bzw. T der Rollenführungsbahn DK Fig. 153 und 163 mit der inneren Rast der S-Kurve ein geeigneter Antriebspunkt für das gedachte Exzentergetriebe. Dieser Punkt existiert zwar körperlich nicht, aber er ist ein fester Punkt im festen System, obwohl sich die körperlichen Punkte der beiden sich in ihm schneidenden Linien bewegen. Die Punkte dieser Linien bewegen sich nämlich in der Richtung der Linien selbst, so daß die Schnittpunktlage durch die Bewegung nicht verschoben wird.

Wenn dieser Punkt als ideeller Antriebspunkt eines gedachten Exzentergetriebes gewählt ist, wird die Triebrichtung (Richtung der Deckungszentrale) des verlegten Exzentergetriebes gefunden, indem man den Winkel τ Fig. 153 von $T_1 J$ aus in entgegengesetztem Sinne, wie er an

dem wahren Antriebsarm liegt, abträgt. Die Maße des Steuerungskreises sind nach Anhang 24, Art. 25 bis 27 im Verhältnis der Armlängen JT_1/JT[1]) zu vergrößern bzw. zu verkleinern. Man berechnet zunächst e_1, um M zu finden, dann r_1 und schlägt mit r_1 den Kreis um M. Die Deckungslinie wird senkrecht zur Deckungszentrale durch T_1 gezogen.

437. Man projiziert jetzt nach dem Projektionssatz Anhang 24, Art. 11, 27, 30 die betrachteten Punkte des verlegten Exzenterkreises unmittelbar auf die verlängerte innere Rast der S-Kurve (welche die verlegte Schwingbahn darstellt) senkrecht zur Deckungszentrale, oder auch umgekehrt die betrachteten Punkte der S-Kurvenrast auf den Exzenterkreis.

438. Die Ventilerhebungen, welche den einzelnen Punkten der inneren S-Kurvenrast zugehören, findet man nach Anhang 23, indem man von ihnen in der gedrehten Führungsrichtung der Rollenmitte bis zur S-Kure aufsteigt. Die gedrehten Führungsrichtungen berühren wieder den mit t um J geschlagenen Kreis. Die Figur zeigt die Bestimmung von h_2 für einen Punkt 2, ferner für die Füllung II die Bestimmung der größten Ventilerhebung h_m.

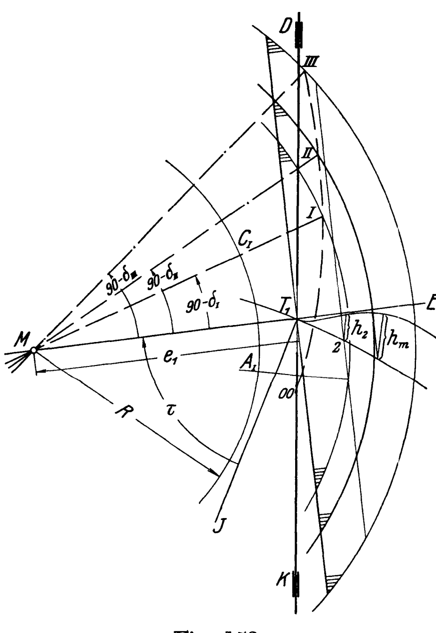


Fig. 153.

Die zu den einzelnen Exzenterstellungen gehörigen Kolbenstellungen findet man nach Feststellung der Richtung der Kolbenweglinie (durch Abtragung des Winkels $90° - \delta$, entgegen dem angenommenen Drehsinn, von T_1E_1 ab) in gleicher Weise wie es für die verschiedenen Voraussetzungen in Art. 432 angegeben ist.

439. Für veränderliche Füllung mittels Stellexzenter ist die Scheitellinie einzutragen (Anhang 24, Art. 28). Man muß jetzt wegen der veränderlichen Exzenterkreise einen Kurbelkreis mit festem Radius annehmen, z. B. mit 50 mm Radius (damit die Längen in Millimeter die Prozente des Kolbenweges angeben), oder kann auch einen Exzenterkreis, z. B. den der Normalleistung, als Kurbelkreis wählen; auch kann der (unveränderliche) Deckungskreis als Kurbelkreis benutzt werden.

Wenn die größte Füllung 50% nicht wesentlich überschreitet und das Getriebe in hinreichend großem Maßstab aufgetragen ist, empfehle ich, den Kurbelkreis ganz nach innen zu verlegen und seinen Radius R kleiner als die Darstellungsgröße von e_1 zu wählen. Die Verlegung nach innen bietet die beste Übersicht, die sonst bei den vielen Linien für die Ermittlung der Ventilerhebungskurven manchmal etwas verloren geht.

Die Punkte der Exzenterkreise sind bei veränderlicher Füllung natürlich zunächst radial nach dem Kurbelkreis zu übertragen, ehe man die

[1]) Die Punktbenennungen T_1 und T beziehen sich auf die zu Art. 27 des Anhanges 24 gehörige Figur. In Fig. 161 sind die Punkte entsprechend dem entgegengesetzten Gange der Entwicklung anders benannt, nämlich T_1 mit T und T mit T'.

Kolbenwege bestimmt. Die Bestimmung der Kolbenwege erfolgt durch geradlinige oder durch Bogenprojektion auf die den verschiedenen Füllungen zugehörigen Richtungen der Kolbenweglinien oder durch Einzeichnung der Distanzbögen.

440. Wenn man bei veränderlicher Füllung die Ventilerhebungskurven für verschiedene Füllungen verzeichnen will, kann das in der Weise geschehen, daß man die ermittelten Ventilerhebungen senkrecht zu den gedrehten Kolbenweglinien des Müller - Seemann-Diagramms aufträgt, ebenso wie das in Fig. 160 für feste Füllung geschehen ist. Die Ventilerhebungskurven werden dabei jeweils auf derjenigen Kolbenweglinie abzutragen sein, die der betreffenden Füllung zugehört (vgl. auch Fig. 160).

441. Je nach Umständen und dem Zweck der Untersuchung kann man die Auftragung für unendliche Stangenlänge ausführen (wie es durch senkrechte Projektion in Fig. 160 geschehen ist) oder auch mittels Bogenprojektion oder einem anderen geeigneten Verfahren für die wahre Pleuelstangenlänge.

Für einseitig steuernde Schwingen wird im allgemeinen die Untersuchung fertiger Getriebe für die wahre Pleuelstangenlänge in Betracht kommen, da sie für die beiden Zylinderseiten getrennte Exzenter haben und nach Art. 386 bis 411 auch für Füllungsausgleich mit Berücksichtigung der endlichen Pleuelstangenlänge konstruiert zu werden pflegen.

442. Man kann aber auch in einer besonderen Figur die Kolbenweglinien sämtlich horizontal legen und die Kurbelwinkel aus dem Steuerungsdiagramm des Daumengetriebes übertragen. Man geht hierbei am besten so vor, daß man für alle Füllungen von den gleichen Punkten der Schwingbahn, hier also der verlängerten inneren Rast der S-Kurve ausgeht, und von ihnen aus durch die Projektionslinien senkrecht zur Deckungszentrale in die Steuerungskreise sämtlicher betrachteter Füllungen einschneidet. Damit erhält man dann eine größere Anzahl von Kolbenstellungen [z. B. bei 3 Füllungen 6 Kolbenstellungen[1])], denen allen die gleiche Ventilerhebung zugehört. Für die kleinsten Füllungen wird man noch Punkte einschieben.

443. Ferner wird man die größten Öffnungsausschläge der Schwinge für die verschiedenen Füllungen gesondert bestimmen, desgleichen das lineare Voröffnen des Ventils und gegebenenfalls auch das Auflaufen der Rolle auf die äußere Rast. Diese besonderen Punkte werden im Prinzip ebenso gefunden, wie das im Art. 427 für feste Füllung bei dem Getriebe mit Zwischenhebel angedeutet ist, jedoch mit den dem Getriebe ohne Zwischenhebel entsprechenden Vereinfachungen.

444. Die etwa beabsichtigte Berücksichtigung der endlichen Stangenlänge findet bequemer als im Diagramm des Daumengetriebes erst bei der Übertragung statt, und zwar eignet sich für die vorliegenden Aufgaben besonders das Brixsche Verfahren der Bestimmung zusammengehöriger Kurbelwinkel und Kolbenwege (vgl. Anhang 8 Art. 10), das, soweit dem

---

[1]) Wenn für die Kurbelseite und Deckelseite das gleiche Getriebe (gleiches Daumengetriebe und gleiches Exzentergetriebe mit gleicher Einstellung der Überdeckung) benutzt wird, und die durch die endliche Pleuelstangenlänge bedingten Ungleichheiten festgestellt werden sollen, erhält man sogar 12 Kolbenstellungen mit gleichen Ventilerhebungen bei 3 Einstellungen des Stellexzenters.

Verfasser bekannt ist, hier zum ersten Male für Ventilsteuerungen in Vorschlag gebracht wird:

Man zeichnet den Richtungskreis zweckmäßig mit einem größeren oder auch kleineren Radius in das Steuerungsdiagramm des Daumengetriebes ein, als man dem Kurbelkreis in der Figur der Ventilerhebungskurven geben will, also etwa mit 60 mm Radius, wenn man den Kurbelkreis mit 50 mm darstellen will.

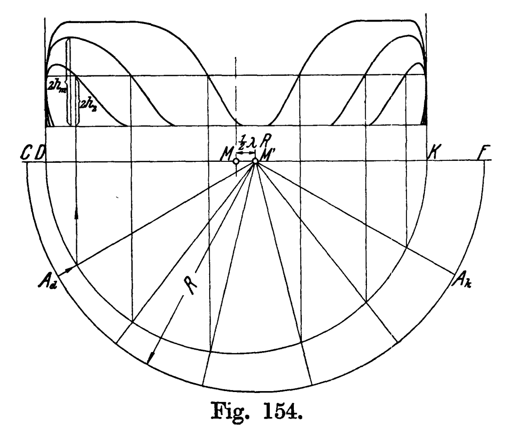


Fig. 154.

Den Richtungskreis überträgt man mit dem Versatz des Mittelpunktes um $^1/_2 \lambda R$ gegen den Mittelpunkt des Kurbelkreises in die Ventilerhebungsfigur und trägt auf ihm vom Totpunkt die Bögen ab, welche im Diagramm am Daumen den Kurbelwinkeln entsprechen, die den einzelnen u. U. gleichen Ventilerhebungen zugehören. Die Bögen werden im Diagramm am Daumen bei der verschiedenen Richtung der Kolbenweglinien verschiedene Ausgangspunkte haben, im Ventilerhebungsdiagramm mit horizontaler, gemeinsamer Kolbenweglinie aber von dem gleichen Ausgangspunkt (dem Totpunkt) abzutragen sein.

445. In Fig. 154 ist die Anwendung des Verfahrens für den in der Fußnote S. 175 angedeuteten Fall einer unausgeglichenen Steuerung, deren Ungleichheiten untersucht werden sollen, dargestellt. Von den erwähnten 12 Punkten für eine Ventilerhebung fallen jeweils einige für das Auge zusammen. Oberhalb der höchsten Erhebung der kleinen Füllungen geht die Punktzahl entsprechend zurück.

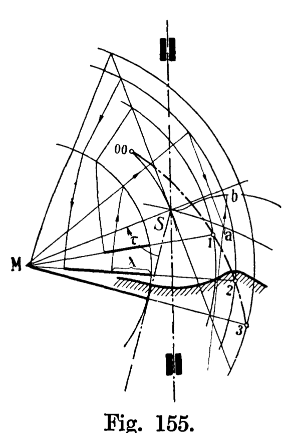


Fig. 155.

446. Das Verfahren kommt aber auch für ganz oder teilweise ausgeglichene Steuerungen in Betracht. Wenn die Einlaßventile getrennten Antrieb mit verschiedenen Voreilwinkeln, Überdeckungen und Exzentrizitäten haben (Art. 386 bis 411 und Art. 578), führt man die Untersuchung gemäß Art. 441 für beide Seiten getrennt aus, ebenfalls, wie vorstehend empfohlen, für die gleichen Ventilerhebungen bei den verschiedenen Füllungen, kann aber die zu den gefundenen Kurbelwinkeln gehörigen Kolbenwege in einer der Fig. 154 entsprechenden Figur ermitteln und in ihr die Ventilerhebungskurven beider Zylinderseiten zusammentragen.

447. In Fig. 155 ist gezeigt, wie abweichend von dem in Art. 442 bis 446 empfohlenen Verfahren die zusammengehörigen Ventilerhebungen und Kolbenwege unmittelbar in den an den Daumen angetragenen Steuerungskreisen gefunden werden können, und zwar für eine Stellexzentersteuerung eines auf der Deckelseite angebrachten Einlaßdaumengetriebes. Der Kurbelkreis ist, indem sein Radius kleiner gewählt ist als die Überdeckung, gemäß Art. 439 nach innen verlegt (die Berührung des Kurbel-

kreises durch die von S nach dem Daumendrehpunkt gerichteten Linie ist eine nur zufällige). Das vorausgesetzte Getriebe ist das in Fig. 152 dargestellte.

Die Umlaufrichtung des Diagramms ist linksherum (d. h. entgegen dem Drehsinn des Uhrzeigers) angenommen. Nach Anhang 24 Art. 20 kann der Umlaufsinn willkürlich und unabhängig von dem wahren, vielleicht beim Entwurf nach unbekanntem Drehsinn der Steuerwelle gewählt werden. Die Kolbenweglinien können durch Abtragung der Winkel $90 - \delta$ von der Deckungszentrale MS entgegen dem angenommenen Drehsinn, hier also durch Abtragung im Sinne des Uhrzeigers gefunden werden. Die Scheitellinie 3, 2, 1, 00 ist damit nach Anhang 24 Art. 24 gefunden.

Es sind dann für die 3 Stellungen 3, 2, 1 die Füllungswege in gewöhnlicher Weise aufgesucht und in dem Kurbelkreis durch stärkere Linien hervorgehoben. Für die Stellung 2 ist der Linienzug, welcher auf Füllung 2 führt, durch Pfeile noch besonders gekennzeichnet. Dann ist bei der Füllungseinstellung 2 für den beliebig herausgegriffenen Kolbenweg x der Linienzug verzeichnet und mit Pfeilen versehen, welcher auf die zugehörige Ventilerhebung ab führt.

448. Der Vorteil der unmittelbaren Aufsuchung der Kolbenwege im Steuerungsdiagramm am Daumen, die andererseits zeichnerisch etwas unbequem ist, ist die unmittelbare Erkennbarkeit der zusammengehörigen Ventilerhebungen und Kolbenstellungen durch die geschlossenen Linienzüge. Diese Darstellung ist aber nur bei Getrieben mit unmittelbarem Antrieb der Ventilspindel durch den Daumen möglich. Bei Getrieben mit Zwischenhebel wird man die Kurbelwinkel gemäß Art. 442 in eine besondere Figur übertragen und in ihr die Kolbenwege nach irgendeinem der bekannten Verfahren ermitteln. Das wird auch bei Getrieben mit direktem Ventilspindelantrieb das Zweckmäßigere sein, wenn für mehrere Füllungen die vollständigen Ventilerhebungskurven gezeichnet werden sollen. Einzelne Ventilerhebungen werden aber einfacher und jedenfalls übersichtlicher nach dem zuletzt erläuterten Verfahren gefunden.

Bei dem kurbelseitigen Getriebe für Einlaß liegen die Projektionsbögen umgekehrt, d. h. sie haben ihren Mittelpunkt auf den Verlängerungen über M hinaus.

Entwurf der Schwingdaumengetriebe mit Exzenterantrieb.

Daumenmaße.

449. Im nachstehenden seien für die Daumenkurve und ihre Mittelpunktskurve S-Kurve einige Anhaltswerte für den ersten Entwurf gegeben. Ob die Maße genügen, oder ob sie eine Vergrößerung verlangen oder eine Einschränkung gestatten, hängt von den auftretenden Kräften, der Gefahr der Selbstsperrung, der Beschaffenheit des Daumen- und Rollenmaterials und von der Sorgfalt der Ausführung ab. Die Kräfte sind, selbst bei Maschinen gleicher Größe, außerordentlich verschieden. Die Beschleunigungskräfte sind besonders groß bei Maschinen, in welche in kurzer Zeit die erforderliche Dampfmenge eingelassen werden muß (Einzylindermaschinen mit Kondensation). Auch aus rein geometrischen Gründen kann man sich veranlaßt sehen, von den nachstehend empfohlenen Maßen abzuweichen. Die Art des Exzenterantriebes, insbesondere seine mehr oder weniger große Schränkung, die Neigung der Rollenführungsbahn gegen

die Bewegungsrichtung des Daumens, deren Einfluß bei den Vorschlägen über die Daumenform zunächst nicht berücksichtigt ist, können zu nachträglichen Änderungen der Daumenform Anlaß geben, denen durch die Vorschläge nicht vorgegriffen werden soll. Auch Untersuchungen, wie sie im Anhang 25 erläutert sind, können zu nachträglichen Änderungen der vorläufig gewählten Daumenform führen.

450. Die Rollen sind zu härten und nach dem Härten rund zu schleifen. Die aus einem geeigneten Stahl herzustellenden Daumen bleiben vielfach ungehärtet. Bei großen Beschleunigungen werden an den Druckstellen gehärtete Kurvenstücke eingesetzt. Auch die Zapfen der Rollen sollten gehärtet werden und, ebenso wie die zugehörige Bohrung der Rolle, rund geschliffen werden.

451. Als Bezugsgröße für die einzelnen Teile, aus denen die Daumenkurve zusammenzusetzen ist, werde die nach den Grundsätzen der Art. 582 und 590 ff. als erforderlich berechnete Ventilerhebung $h = o_m$ benutzt, gleichviel, ob die tatsächlich erreichte größte Ventilerhebung absichtlich oder infolge besonderer Umstände hiervon abweicht; solche Abweichungen können z. B. entstehen dadurch, daß bei Maschinen mit kleinen Höchstfüllungen die Rolle überhaupt nicht auf die äußere Rast aufläuft oder dadurch, daß aus den später erläuterten Gründen ein überhöhter Daumen angewandt wird.

452. Der **Rollenradius** ϱ muß aus geometrischen Gründen verhältnismäßig klein gewählt werden, obwohl die Abnutzungsrücksichten größere Rollenradien wünschenswert machen. Der Radius r_s' (vgl. die Figur zu Art. 10 des Anhanges 23) des Auflaufkreises der S-Kurve ist nämlich gleich $r_d' + \varrho$. Um bald auf die obere Rast der S-Kurve zu gelangen, dürfen r_d' und ϱ, besonders bei **Einlaßsteuerungen** von Dampfmaschinen, nicht groß sein. Man kann für diese Fälle etwa setzen

$$\varrho = 6 \text{ mm} + h\,. \tag{1}$$

In dringenden Fällen kann man unter dies Maß auch etwas herabgehen, etwa auf

$$\varrho = 4 \text{ mm} + h\,. \tag{1a}$$

Die Rücksicht auf die Unterbringung eines hinreichend starken Zapfens in der Rolle und die Sicherung der Drehung der Rolle auf dem Zapfen setzt der Bemessung des Rollenradius bei kleinen Maschinen nach unten eine Grenze; daher die Konstante in der Gleichung.

453. Wenn ein Zwischenhebel eingeschaltet ist, würde folgerichtig unter h der Rollenhub, nicht der Ventilhub zu verstehen sein; da jedoch bei Übersetzungshebeln mit Hubvergrößerung nach dem Ventil hin die Maße der Antriebsglieder kleiner werden, braucht man die Rollen- und Daumenmaße nicht so knapp zu halten. Eine etwas reichlichere Bemessung ist, besonders wenn gleichzeitig der stumpfe Triebwinkel angewandt wird (was in Verbindung mit dem Zwischenhebel vielfach geschieht, vgl. Art. 491 bis 497) auch wegen der erheblich stärkeren zwischen Daumen und Rolle auftretenden Kräfte am Platze, wenn sich damit auch die Maße der Antriebsteile etwas vergrößern.

Man lege auch hier zunächst den Ventilhub zugrunde und gehe gefühlsmäßig unter die damit errechneten Maße etwas, aber nicht voll im Hebelverhältnis herab und lasse, besonders bei stumpfem Triebwinkel, Vorsicht walten.

454. Bei dem **Auslaß** der Dampfmaschinen ist für h die erforderliche Auslaßventilerhebung einzusetzen und man mag bis 10 mm Ventilerhebung die gleiche Formel (1) verwenden wie für den Einlaß. Darüber hinaus mag gesetzt werden

$$\varrho = 1{,}6\,h\,. \tag{2}$$

Eine Formel wie die vorstehende, ohne Additionskonstante, eignet sich besser zur Aufstellung von Normen für die Daumen von Maschinen verschiedener Größe, ist aber beim Einlaß wegen der durch die kurze Öffnungszeit bedingten knappen Verhältnisse aus den am Schluß des Art. 452 erörterten Gründen nicht wohl anwendbar.

455. Die **Rollenbreite** b ist oft durch räumliche Bedingungen beschränkt; die Breite muß um so größer sein, je größer die Kräfte sind, und je mehr die Daumenkrümmung von der Rollenkrümmung im Augenblick des stärksten Druckes verschieden ist. Bei Dampfmaschinen-Einlaßsteuerungen machen die Beschleunigungskräfte vielfach den Hauptteil der Rollenbelastung aus.

Als ersten Anhalt mag man benutzen

$$b = 10\text{ mm} + (1{,}0\text{ bis }1{,}6)\,h\,, \tag{3}$$

oder wenn ein Zwischenhebel zwischen Daumen und Ventilspindel eingeschaltet ist

$$b = 10\text{ mm} + (1{,}0\text{ bis }1{,}6)\,h'\,, \tag{3a}$$

worin $h' = h$ mal dem Verhältnis f/v der Hebelarme ist, vgl. Fig. 164, S. 204. In wichtigen Fällen und bei gedrückten Verhältnissen wird man die Breite unter Berücksichtigung der Oberflächenhärte der Baustoffe mittels der Hertzschen Gleichungen für die Flächendrücke zwischen ungleich gewölbten Flächen zu berechnen haben (vgl. Hütte 22. u. 23. Aufl., I, S. 509).

456. Für die **Teile der Daumenkurve**, die vorbehaltlich späterer ausgleichender Nacharbeit (vgl. Anhang 23, Art. 5) aus Kreisen und Geraden zusammengesetzt sei, mögen folgende vorläufige Anhaltspunkte dienen (vgl. hierzu die im Anhang 23 beim Art. 10 stehende Figur).

Der Radius r_s des Anlaufteils der S-Kurve darf ziemlich groß sein, wenn der Öffnungswinkel groß ist, also bei Auslaßsteuerungen allgemein. Bei Umlaufdaumen, die bei Dampfmaschinen jetzt freilich selten sind, kann er unter gewissen Umständen sogar unendlich sein [gerade Flanke[1])]. Bei Schwingdaumensteuerungen für Auslaß mag man r_s setzen gleich h bis $2\,h$. Ein brauchbarer, für die Auftragung und Normung bequemer Wahlwert ist auch $r_s = \varrho$. Vielfach findet man jedoch für r_s bei Auslaßschwingdaumen wesentlich größere Werte, z. B. $r_s = 5\,h$. Sie ergeben jedoch schleichendes Öffnen und schleichenden Abschluß und verlangen daher gegenüber der äquivalenten Schiebersteuerung eine starke Verkleinerung von i (vgl. Art. 467 bis 462).

457. Einlaßsteuerungen verlangen wegen der kleinen Öffnungsdauer im allgemeinen eine schnell ansteigende Hubkurve, d. h. einen kleinen Radius r_s. Das gilt besonders von den **Einlaßreguliersteuerungen** von Einzylindermaschinen mit Kondensation. Etwas weniger gedrückt sind die Verhältnisse bei den Reguliersteuerungen der Hochdruckzylinder von

[1]) Bei Verbrennungskraftmaschinen sind Umlaufdaumen bekanntlich sehr gebräuchlich. Es ergeben sich dort noch leidlich befriedigende Öffnungsverhältnisse mit $r_s = \infty$, wenn R_{is} nicht größer als $2{,}5\,h$ ist. Bei Daumenscheiben, welche nicht mit der Steuerwelle aus einem Stück hergestellt sind, kommt man jedoch kaum auf ein so kleines R_{is}.

Verbundmaschinen, weil hier die Füllungen größer sind als bei Einzylindermaschinen. Man mag für Reguliersteuerungen etwa setzen

$$r_s = 0{,}4\,h \quad \text{bis} \quad 0{,}8\,h\,. \tag{4}$$

Zu kleinen Werten wird man besonders gedrängt, wenn die Ventilspindel direkt, d. h. ohne Zwischenhebel angetrieben wird, und noch in verstärktem Maße, wenn die äußeren Verhältnisse einen spitzen Triebwinkel verlangen (Lentzdaumen mit an dem Daumendrehpunkt vorbeigeleiteter Ventilspindel vgl. Fig. 152 S. 173 und 163 S. 201).

Für die **nicht regulierten Einlaßsteuerungen der Niederdruckzylinder** von Verbundmaschinen mit ihren verhältnismäßig großen Füllungen kann man setzen

$$r_s = \varrho \quad \text{bis} \quad h\,.$$

458. Der Anlaufkreis der Daumenkurve folgt aus dem der S-Kurve. Es ist

$$r_d = r_s + \varrho\,.$$

Für die Größenwahl des Auflaufkreises ist die Daumenkurve maßgebend. Es ist

$$r_s' = r_d' + \varrho\,.$$

Es sind also Vorschläge für r_d' zu machen: Um keinen unnötig großen Ventilhub zu bekommen, wird man r_d' klein wählen, zumal der für die Rollenbewegung wirksame Radius r_s' der S-Kurve durch die unvermeidliche Größe von ϱ doch groß wird, also kaum harte Geschwindigkeitsübergänge zu befürchten läßt. Das gilt in höherem Maße von Schwingdaumen als von Umlaufdaumen, da bei ersteren die Daumengeschwindigkeit beim Auflauf der Rolle auf die äußere Rast schon stark vermindert ist. Man mag wählen

$$r_d' = 0{,}4\,h \quad \text{bis} \quad 1{,}5\,h\,, \tag{5}$$

die kleineren Werte für Einlaßreguliersteuerungen. Für sehr kleine Steuerungen (sehr kleines h) wird man jedoch nicht auf die kleinen Werte herabgehen dürfen, so daß bis $h = 10$ mm und gedrückten Verhältnissen etwa die Regel gelten mag $r_d' = 2\,\text{mm} + 0{,}2\,h$.

459. Für die **Verzeichnung der Daumenkurve und der S-Kurve** muß weiter noch der Radius R_{is} der S-Kurvenrast und die Länge der nach Anhang 23 zwischen dem Anlaufkreis und Auflaufkreis einzuschaltenden Geraden bekannt sein. Die Bestimmung von R_{is} ist Aufgabe der Größenbestimmung der ganzen Steuerung. Die ganze Frage der Bestimmung von R_{is} ist für verschiedene Verhältnisse und verschiedene Getriebe weiter unten ausführlich behandelt.

Die Wahl der Länge der einzuschaltenden Geraden wird am besten durch eine Festsetzung über den Abstand der beiden aneinander vorbeilaufenden Kreise getroffen. Der Abstand ihrer Mittelpunkte werde gesetzt, indem $r_s' = r_d' + \varrho$ ist

$$c = r_s + r_d' + \varrho + \alpha\,h\,.$$

Wenn α gleich 0 gesetzt wird, berühren sie sich. Es werde $\alpha = 0{,}05$ bis $0{,}15$ gewählt, woraus sich dann mit dem im Anhang 23 angegebenen Verfahren die Länge der eingeschalteten Geraden ergibt.

Die Zusammensetzung der S-Kurve und der Daumenkurve aus den einzelnen Teilen ist im Anhang 23 Art. 10 bis 12 erläutert.

460. Wegen der unvermeidlichen Größe des Rollenradius gelingt es besonders bei kleinen Maschinen nicht, für die gewöhnlichen Füllungen die Rolle zum Auflauf auf die obere Rast zu bringen und dadurch den

Regulator zeitweise ganz frei von Rückwirkungen zu machen. Die Verhältnisse der Schwingdaumengetriebe bleiben jedoch für die Reguliersteuerung so unvergleichlich viel günstiger als die der Wälzhebelgetriebe, daß man sich hiervor nicht zu fürchten braucht. Die Rückdrucke sind in der Nähe der Auflaufstelle der S-Kurve auf die äußere Rast sehr gering. Eine Herabdrückung des Rollenradius und des Radius r_d' der Auflaufkurve auf die äußere Rast zwecks Erreichung des Auflaufens auf die äußere Rast würde in solchen Fällen nur harte Beschleunigungswechsel beim Übergang herbeiführen (vgl. Anhang 25, Art. 26 bis 45).

461. Es kann sich unter Umständen sogar empfehlen, den Abstand der beiden Rasten, gemessen in der Richtung der Rollenführung, größer zu machen als das errechnete o_m, indem sich daraus eine Verkleinerung des Daumenausschlages für geforderte Steuerungsbedingungen und daraus folgend eine kleinere Exzentrizität ergibt. Ein solcher Daumen werde als **überhöhter Daumen** bezeichnet. Die Zusammenhänge werden aus der nachstehenden Betrachtung klar werden:

In Fig. 156 ist der der Rolle zunächst liegende Teil eines Daumengetriebes mit unmittelbarem Antrieb der Ventilspindel durch den Daumen, und zwar der Allgemeinheit wegen mit nicht zentraler Führung der Rolle dargestellt.

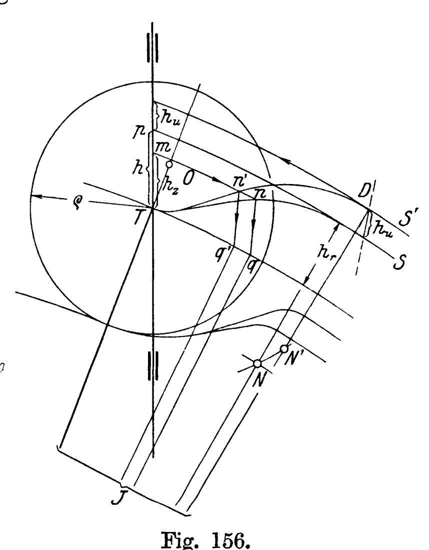


Fig. 156.

Für den zunächst willkürlich angenommenen Ausschlagbogen Tq des Daumens findet man nach Anhang 25, Art. 17 und nach Art. 438 des Haupttextes die Ventilerhebung, indem man von q aus in der gedrehten Führungsrichtung nach der S-Kurve TS aufsteigt, oder, was dasselbe ist, von q aus an den mit dem Abstand t der Ventilspindel vom Daumendrehpunkt geschlagenen Kreis eine Tangente zieht und sie bis zum Schnittpunkt mit der S-Kurve verlängert. Der Weg, welcher den Punkt n und damit die Ventilerhebung qn liefert, ist der angegebenen Pfeilrichtung entgegengesetzt. Schlägt man mit Jn den Kreis um J entgegen der angegebenen Pfeilrichtung, bis er die wahre Rollenführung in m schneidet, so wird damit lediglich eine Verlegung der Ventilerhebung in die wahre Führungsrichtung vorgenommen. Tm ist gleich qn. Will man umgekehrt den zu einer gewollten Ventilerhebung Tm gehörigen Daumenausschlag finden, so hat man den Weg in umgekehrter Richtung zu verfolgen. Für diese Aufgabe sind die Pfeile in den Linienzug mnq eingetragen. Wenn man jetzt zu einer anderen Daumenform mit der S-Kurve TS' übergeht, so findet man den für die gleiche Ventilerhebung Tm erforderlichen Ausschlag durch den Linienzug $mn'q'$. Der erforderliche Ausschlag Tq' ist erheblich kleiner als Tq.

462. Wenn unter $h_z = Tm$ im besonderen diejenige Erhebung verstanden wird, welche bei Beginn des zugelassenen Drosselweges besteht, so ist Tq der Bogen, welcher bei der Schließbewegung während der Drosse-

lung durchlaufen wird. Der so bestimmte Bogen wird später für die Ermittlung der Übersetzung zwischen Exzentergetriebe und Schwingdaumengetriebe verwertet werden. Für die Anstellung des Vergleichs wird man sich zweckmäßig auf diese Erhebung beziehen.

Daß man eine Verkleinerung des Bogens Tq durch nachträgliche Einschränkung der Größen ϱ, r_s, r_d und α unter die oben empfohlenen Maße herbeiführen kann, ist selbstverständlich; man kann aber mit diesen Maßen nicht zu weit herabgehen. Wenn man an ihnen festhält, bleibt auch die Größe c, Art. 459, unverändert.

463. Man steige daher auf dem mit c um O geschlagenen Kreise von N aus etwas aufwärts, etwa bis N' und schlage um N' den Kreis mit $r_s' = r_d' + \varrho$ und vervollständige die neue S-Kurve nach Anhang 23 Art. 11. Die Kurve $Tn'S'$ ist auf diese Weise entstanden. Der Ausschlag des Daumens und damit die Exzentrizität des Antriebexzenters wird also durch die Einführung des überhöhten Daumens erheblich, nämlich im Verhältnis Tq'/Tq kleiner. Der bei großen Füllungen auftretende Überhub $h_ü$ ist (nach Aufsuchung des Punktes D auf der Richtung JN') in der Richtung der Tangente an den mit t um J geschlagenen Kreis zu messen. Bezüglich der Bemessung des inneren Ventildurchmessers und der Ventilhöhe bei vorkommendem Überhub ist das im Art. 586 Gesagte zu beachten.

464. Das Vorstehende gilt nicht nur für direkten Antrieb der Ventilspindel durch den Daumen, sondern auch bei Anwendung eines Zwischenhebels. Tm, qn, $q'n'$, $h_ü$ sind dann Kreisbögen mit der Rollenarmlänge als Radius um Mittelpunkte, welche auf einem Kreisbogen mit JC um J liegen (Fig. 149 und 166). h_z ist dann die im Verhältnis der Hebelarme reduzierte Ventilerhebung bei der betrachteten Kurbelstellung, $h_ü$, am Daumen gemessen, der reduzierte Ventilüberhub.

465. Die vorstehenden Gedankengänge sind auch auf die Daumenschiene ohne weiteres übertragbar, indem man in der zu Art. 12 des Anhanges 23 gehörigen Figur die überhöhte Kurve mit dem Mittelpunkt N' konstruiert, was in der genannten Figur unterblieben ist.

Entwurf und Größenbestimmung des Daumenantriebes.

466. Bei den Erläuterungen der Eintragung der Steuerungskreise in das Daumengetriebe für die Ermittlung der Ventilerhebungen (Art. 421 bis 448) wurde angenommen, daß alle Größen gegeben sind und daß eine vorhandene Steuerung untersucht werden soll. Die Aufgabe ist ja aber meist die umgekehrte, daß nämlich für gewisse Bedingungen ein Daumengetriebe entworfen werden soll.

Die Möglichkeiten, den zu stellenden Bedingungen zu genügen, sind so zahlreich, daß ein bestimmter Weg nicht angegeben werden kann, der zwangläufig zum Ziele führt. Man ist daher im allgemeinen auf Probieren auf Grund vorläufiger Annahmen angewiesen. Dies Verfahren ist aber langwierig und führt auch nicht immer zur günstigsten Lösung. Daher soll im nachstehenden ein einigermaßen systematischer Weg zur Bestimmung der Hauptmaße angegeben werden, bei dessen Durchlaufung oder nach dessen Zurücklegung immer noch der Konstrukteur nach freiem Ermessen von den der Entwicklung zu grunde gelegten Vorschlägen abweichen kann. Der Entwicklungsgang wird ihm eine Richtlinie sein, von der aus er die Wirkung abweichender Annahmen beurteilen kann.

Daß die Ergebnisse des Entwurfs des Daumenantriebes auch noch zu nachträglichen Änderungen der Annahmen über die Daumenform führen können, wurde im Art. 449 bereits hervorgehoben.

467. Es wurde oben gezeigt, daß eine Schiebersteuerung und eine Ventilsteuerung mit Exzenterantrieb, **die bei den gleichen Kurbelstellungen abschließen und öffnen,** den gleichen Voreilwinkel und das gleiche Verhältnis e/r von Überdeckung und Exzentrizität haben, gleichviel welches die Art und Form des die Bewegung auf das Ventil übertragenden schwingenden Umsatzgetriebes ist.

Das Gesetz der Öffnung während der Öffnungszeit **ist** dabei jedoch **ein völlig verschiedenes.** Insbesondere sind beim Beginn des Öffnens und im Augenblick des Abschlusses die Bewegungsverhältnisse beim Ventil ganz andere als beim Schieber: Während die abschneidende Schieberkante im Augenblick des Abschlusses verhältnismäßig schnell an der abschneidenden Gegenkante des Schieberspiegels vorbeifährt, muß das Ventil im Augenblick des Abschlusses zur Ruhe kommen, damit es nicht hart auf den Sitz aufschlägt. Ebenso muß es beim Öffnen aus der Ruhelage heraus schnell beschleunigt werden, und es ist gerade der Zweck des zwischen Exzenter und Ventil eingeschalteten Umsatzgetriebes (Schwingdaumen, Wälzhebel), dieser aus der Eigenart des Ventils entspringenden Forderung zu genügen. Es geht aber bei der Beschleunigung und nachherigen Verzögerung Zeit (Öffnungswinkel) verloren, während welcher das Ventil nur ganz wenig geöffnet wird.

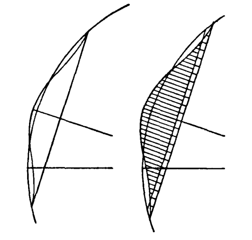


Fig. 157. Fig. 158.

468. Bei genau gleichem Füllungswinkel der Ventilsteuerung und der Schiebersteuerung, aus welcher die Ventilsteuerung abgeleitet wurde, würde infolge der im letzten Augenblick bei der Ventilsteuerung eintretenden stärkeren Drosselung nicht die gleiche Dampfmenge eintreten. Man muß also die Abschlußfüllung bei der Ventilsteuerung etwas vergrößern, um gleiche ideelle (rückverlegte) Füllung (vgl. Anhang 14, Art. 1 bis 4) zu erhalten.

Ganz ähnliche Verhältnisse wie bei dem Abschluß treten, wie bemerkt, beim Öffnen ein, so daß das Ventil auch etwas früher öffnen muß, d. h. der Voreinströmungswinkel ε größer sein muß als bei der äquivalenten Schiebersteuerung.

469. Es ist nun zwar nicht gesagt, daß die beiden Zugaben zum Öffnungswinkel einander gleich sein müssen, doch mögen sie angesichts der Kleinheit des Zuschlages und der auch bei Schiebersteuerungen bestehenden Unsicherheit bezüglich des günstigsten Winkels ε gleich gesetzt werden.

Damit kommt die beiderseitige Zugabe einer **Parallelverschiebung der Deckungslinie** gleich. Von einer Parallelverschiebung der Deckungslinie wird aber der Voreilwinkel nicht betroffen, er bleibt unverändert, d. h. es kann der beim Entwurf der Schiebersteuerung gefundene Voreilwinkel unmittelbar für die aus ihr abgeleitete Ventilsteuerung benutzt werden.

In Fig. 157 und 158 sind für einen besonderen Fall die Ventilerhebungen senkrecht zur Deckungslinie aufgetragen, und zwar in Fig. 157 bei unverlegter, in Fig. 158 bei verlegter Deckungslinie.

470. Da bei unveränderter Füllung der Voreilwinkel unverändert bleibt, erfahren auch bei veränderlicher Füllung die verschiedenen Voreil-

winkel durch die Verlegung der Deckungslinie keine Änderung, d. h. die Scheitellinie bleibt, abgesehen von der Maßstabsveränderung, die das ganze Diagramm mit der Scheitellinie erfährt, die gleiche; nur muß sie für die Erreichung der absoluten Nullfüllung, wenn diese gefordert wird, bis an den Deckungskreis mit dem etwas kleineren Durchmesser heranführen. Der andere Endpunkt (für die Höchstfüllung) bleibt unverändert. Die Höchstfüllung für die Ventilsteuerung vergrößert sich durch die Verlegung der Deckungslinie von selbst um den geforderten Betrag, wovon man sich nach Fig. 159 leicht überzeugt, wenn man das allgemeine Verfahren für die Aufsuchung zusammengehöriger Füllungen und Scheitellinienpunkte (Anhang 21 Art. 69) das eine Mal für die Schiebersteuerung mit der großen Überdeckung und dann für die Ventilsteuerung mit der etwas kleineren Überdeckung anwendet.

471. Der Betrag der Verschiebung muß geschätzt werden; er wird abhängen von der Schärfe der Krümmung des Anhubteiles der S-Kurve, d. h. von dem Radius r_s; er wird um so kleiner sein, je kleiner der Radius im Verhältnis zur Gesamtgröße der Steuerung ist. Für mittlere Verhältnisse wird man bei Einlaßsteuerungen den Abzug Δe setzen können gleich 0,015 bis 0,02 r.

472. Für den Auslaß gilt das gleiche; sowohl für die Vorausströmung wie für das Ende des Ausschubs ist ein Zuschlag mit Rücksicht auf das langsamere Öffnen und Schließen der Ventile in der Nähe der Schlußstellung zu geben. Der Zuschlag wird ebenfalls durch eine nachträgliche Verschiebung der Deckungslinie (Verkleinerung der inneren Überdeckung i) erreicht. Bei dem flacheren Verlauf des Anhubteiles der S-Kurve wird der Abzug Δi etwas größer sein müssen als Δe.

473. Für das Größenverhältnis des Antriebes möge **folgender** wohl als plausibel erscheinender **Grundsatz** aufgestellt werden: Es soll der geöffnete Kanalquerschnitt in dem Augenblick, von welchem ab die Drosselung bei der Schiebersteuerung soll beginnen dürfen, bei der Ventilsteuerung ebenso groß sein wie bei der Vergleichsschiebersteuerung.

474. Die Befolgung dieses Grundsatzes setzt voraus, daß man bei der Bestimmung der Größe des Steuerungsantriebes auch bei der die Grundlage des Entwurfs bildenden Schiebersteuerung von einer zugelassenen Drosselung gemäß Art. 342 bis 347, 363, 369 ausgeht. Wenn man das z. B. bei Maschinen mit kleinen Normalfüllungen aus den in den Artikeln 379 und 380 erörterten Gründen nicht tut oder ein anderes Verfahren für die Bestimmung der Exzentrizität der Schiebersteuerung für angemessen hält, kann man gleichwohl für die Ventilsteuerung die annähernd gleiche Drosselung wie bei der Schiebersteuerung erreichen, wenn man gemäß Art. 573 von dem Abschlußpunkt der Schiebersteuerung um einen angemessenen Betrag zurückgeht und an dieser Stelle gleiche Öffnungsquerschnitte bei der Schiebersteuerung und Ventilsteuerung verlangt.

In allen Fällen kann man natürlich, sobald sich keine Schwierigkeiten oder keine zu große Kosten daraus ergeben, die Ventilsteuerung auch günstiger gestalten als die Schiebersteuerung, aus der sie zunächst abgeleitet ist.

475. Es soll jetzt eine Reihe verschiedener Daumengetriebe mit ihren Exzenterantrieben im Entwurf behandelt werden. Dabei sollen wieder wie in Art. 360 die Bedingungen des Hochdruckzylinders einer Verbundmaschine gegeben sein. Die Abschlußfüllung der Schiebersteuerung

betrage 0,28 bei normaler Leistung, der Voreinströmungswinkel 10° [1]); die Höchstfüllung soll, auf die Schiebersteuerung bezogen, 0,45 betragen.

Bei dem Entwurf des Antriebes kann das Steuerungsdiagramm bis zu einer gewissen Grenze, an welcher die den einzelnen Getrieben eigentümlichen Schwingbahnen eingetragen werden, für die verschiedenen Schwingdaumengetriebe gemeinsam entwickelt werden; das Steuerungsdiagramm sei daher den Einzeluntersuchungen vorausgeschickt. Es werde unabhängig von der Maschinengröße in offenem Maßstabe, d. h. beliebiger Größe gezeichnet, doch ist zu empfehlen, hier über die Normalgröße von $2\,r = 100$ mm hinauszugehen und für die Entwurfsfüllung (hier die Normalfüllung) den Radius statt 50 mm vielleicht gleich 75 oder 100 mm zu wählen, weil verhältnismäßig kleine Größen in dem Diagramm abgegriffen und ziemlich genau ermittelt werden sollen.

476. Die Entwicklungen mögen für unendlich große Pleuelstangenlänge durchgeführt werden, was bei zweiseitig steuernder symmetrischer Schwinge ohnehin das Richtigste ist, da nur ein Exzenter ausgeführt wird und die unendliche Stangenlänge passende Mittelwerte liefert.

Bei den einseitig steuernden Schwingen ist eine getrennte Behandlung mit endlicher Stangenlänge möglich und bietet hier keine größeren Schwierigkeiten als die mit unendlicher Stangenlänge. Die Untersuchung müßte aber zweimal durchgeführt werden, deshalb sei auch hier der Mittelwert aus beiden Seiten bestimmt, in dem ebenfalls die unendliche Stangenlänge eingeführt werde. Über den nachträglich möglichen Füllungsausgleich vgl. Art. 578 bis 580.

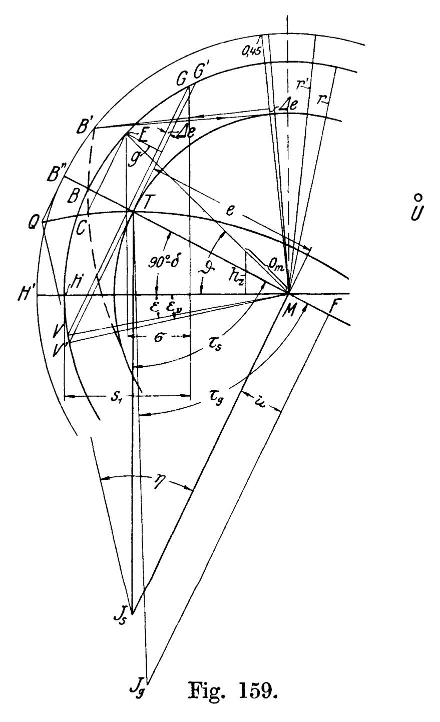


Fig. 159.

477. Man verzeichne das Diagramm Fig. 159 ausgehend von der Kolbenweglinie für normale Füllung. Mit $s_1 = 0{,}28 \cdot 2\,r$ findet man Punkt G, und durch Abtragung des Voreinströmungswinkels ε den Voreinströmungspunkt V. Es ist dann VG die Deckungslinie für die Schiebersteuerung. Das auf sie gefällte Lot MB bildet mit der Senkrechten zur Kolbenweglinie den Voreilwinkel δ, mit dieser selbst den Winkel $90° - \delta$, nicht nur für die Schiebersteuerung, sondern gemäß Art. 416 und 469 auch für alle aus ihr abgeleiteten Ventilsteuerungen.

[1]) Bei scharf gekrümmter Scheitellinie wird man den Voreinströmungswinkel größer wählen müssen, damit er bei großen Füllungen nicht zu klein wird. Über den Voreinströmungswinkel in Beziehung zu einer mehr oder weniger stark gekrümmten Scheitellinie vgl. Art. 361, 362, 365, 367, 368, 381 und Anhang 21, Art. 76.

Man kann auch, wenn man an eine scharf gekrümmte Scheitellinie gebunden ist, gemäß Art. 368 von der größten Füllung ausgehen. Die Größenbestimmung der Daumensteuerung soll jedoch mit der Normalfüllung durchgeführt werden.

Man nimmt nun die in Art. 469 als erforderlich bezeichnete Verschiebung der Deckungslinie vor und erhält in $V'G'$ die Deckungslinie für die Ventilsteuerungen. Der Schnittpunkt T derselben mit der Richtung MB ist der Deckungspunkt, die Richtung MB ist die Deckungszentrale auch bei Steuerungen mit gekrümmter Schwingbahn (Anhang 24).

478. Dem Nachfolgenden schon etwas vorgreifend, werde für die symmetrisch, zweiseitig steuernde Schwinge die Schwingbahn eingezeichnet, indem man mit der Schwingarmlänge um T einen Kreis beschreibt, der das in M auf BM errichtete Lot in J_s schneidet. Der Kreis mit J_sT um J_s liefert die Schwingbahn in ihrer künftigen Lage zum Steuerungsdiagramm, beide in gleichem, zunächst noch offenem Maßstabe. Weiteres hierüber später (Art. 499 bis 503).

Bei dem zunächst behandelten Getriebe mit gerader, zentraler Schubrichtung ist die Richtung MB gleichzeitig die Schwingbahn. Die eingetragene kreisförmige Schwingbahn bleibt daher bei ihm außer acht.

479. Es möge zunächst ein Getriebe mit **Daumenschiene** (Kurvenschubstange), und zwar für zentrale Schubrichtung, lange Exzenterstange und senkrecht zur Schubrichtung stehender unmittelbar von der Daumenschiene angetriebener Ventilspindel[1]) behandelt werden.

Bei diesem Getriebe wird das vorgeschlagene Verfahren mit Ableitung der Ventilsteuerung aus einer Schiebersteuerung am natürlichsten erscheinen. Bei den Drehschwingdaumen, insbesondere bei der am häufigsten vorkommenden Form, dem einseitig steuernden Drehschwingdaumen mit stark unsymmetrischem Antrieb, wird sich das Verfahren erst durch die Heranziehung weiterer, in diesem Werk gemachter Vorschläge durchführbar und fruchtbar erweisen.

Für das Verständnis des Ganges des Entwurfs wird sich die Entwicklung der Maßverhältnisse bei der Daumenschiene als nützlich erweisen, und es sei dem Anfänger empfohlen, eine solche zahlenmäßig, etwa mit den unten angegebenen Bedingungen, durchzuführen, ehe er an den Entwurf eines Drehschwingdaumengetriebes herangeht.

480. Die Konstruktion des Steuerungsdiagramms einschließlich der später noch einzufügenden Scheitellinie ist ohne Kenntnis der Größe der Maschine möglich, bis auf die zuletzt auf Grund der Maschinengröße durchzuführenden Maßstabsbestimmungen des Diagramms.

Für die Daumen ist eine solche proportionale Vergrößerung durch Maßstabsveränderung nicht möglich, aus den im Art. 452 erörterten Gründen. Es mögen daher jetzt die besonderen Angaben über die Maschine gemacht werden. Der Hochdruckzylinder der Verbundmaschine, für welche die Steuerung zu entwerfen ist, möge das Hubvolumen des Zylinders der Einzylindermaschine der Hauptaufgabe haben, ebenso sei die Drehzahl der Maschine die gleiche.

Damit wird bei angemessener Größe des Niederdruckzylinders und angemessenem Eintrittsdruck die Maschine über doppelt so stark als die Einzylindermaschine und dürfte etwa 250 PS_e bei normaler Belastung leisten, was indes nur nebenbei bemerkt sei.

[1]) Die Daumenschiene ist für Dampfmaschinensteuerungen zuerst von Lentz und zwar für Lokomotiven mit Ventilsteuerungen angewandt und vor allem ausgebildet. Das resultierende Exzenter der Heusingersteuerung tritt dabei an Stelle des hier vorausgesetzten wahren Exzenters. Später hat Stumpf die kinematische Umkehrung der Daumenschiene, mit Daumen an der Ventilspindelführung, bei den Erstausführungen seiner Gleichstrommaschinen angewandt.

481. Der Ventildurchmesser wird mit der Berechnung Art. 581 und 591 (wenn man den Koeffizient α entsprechend Art. 589 gleich 1,05 statt 0,95 setzt) gefunden aus

$$0{,}75\,\frac{\pi}{4}\,d^2 = 1{,}05\,\frac{1363 \cdot 2{,}6}{44{,}56}, \qquad \text{also} \qquad d = 12{,}0 \text{ cm} = 120 \text{ mm}.$$

Die erforderliche Ventilerhebung bei der größten Kolbengeschwindigkeit ist nach der Gleichung 2 des Art. 581

$$o_m = \frac{1363 \cdot 2{,}6}{2\,\pi\,12 \cdot 44{,}56} = 1{,}05 \text{ cm}.$$

Die Ventilhubhöhe werde rund gleich o_m gesetzt, da ein gleich starker Anlaß zur Einschränkung derselben wie bei Einzylindermaschinen mit Kondensation nicht vorliegt, indem bei Hochdruckzylindern von Verbundmaschinen die großen Füllungen schon in das Gebiet der großen Kolbengeschwindigkeiten hineinreichen. Immerhin möge die Abrundung nach unten vorgenommen werden und der Ventilhub gleich 10 mm gewählt werden.

482. Der als Ausgangspunkt für den Entwurf dienenden Schiebersteuerung werde ein Kolbenschieber mit zweifacher Öffnung ohne Stege in der Schieberbuchse entsprechend Fig. 142 S. 160 zugrunde gelegt. Da wegen des Fortfalls der Stege β wie bei dem Ventil gleich 1 ist, ist auch der Durchmesser des Kolbenschiebers ebenso groß anzunehmen wie der des Ventils, nämlich gleich 120 mm.

483. Mit der gefundenen Ventilhubhöhe **kann** nun **die Daumenkurve und S-Kurve** mit Hilfe der in den Art. 451 bis 459 vorgeschlagenen Regeln **aufgetragen werden** (Fig. 160). Die Auftragung möge in doppeltnatürlicher Größe stattfinden. Selbstverständlich hat man bei Berechnung der Radien usw., da die Formeln eine Konstante enthalten, die wahre Größe von h einzuführen und nachher die Verdoppelung von h und der Daumenmaße vorzunehmen.

Es ergibt sich nach Formel (1), S. 178: $\varrho = 6 + 10 = 16$ mm; nach Formel (4) $r_s = 0{,}6 \cdot 10 = 6$ mm; $r_d = 16 + 6 = 22$ mm. Für r_d' werde in Formel (5) der Faktor 0,5 gewählt und damit $r_d' = 0{,}5 \cdot 10 = 5$ mm angenommen, damit wird $r_s' = r_d' + \varrho = 5 + 16 = 21$ mm.

Man verzeichne nun die Daumenkurve und die S-Kurve nach Anhang 23, Art. 10 bis 12.

Um den Punkt N zu finden, ist nach Art. 459 zu setzen $c = 6 + 5 + 16 + \alpha\,10$, mit $\alpha = 0{,}1$ wird $c = 28$ mm. Mit dem Radius c schneidet man mit einem Kreis um den Mittelpunkt des r_s-Kreises in eine im Abstande $r_d' + \varrho = 21$ mm von der äußeren Rast der Daumenkurve zu ihr gezogenen Parallele ein, und vollende die Daumenkurve und S-Kurve nach der im Anhang 23 gegebenen Anleitung.

484. Man bestimme dann die erforderliche Ventilerhebung h_z für den Kurbelwinkel ϑ, von welchem ab die Drosselung soll beginnen dürfen. Das kann gemäß Art. 347, Fig. 121 durch das Dreieck MCD oder auch gemäß Fig. 130 mit herausgezeichnetem Dreieck geschehen. In Fig. 159 ist das Dreieck an den Mittelpunkt angezeichnet. o_m ist im Maßstab des Daumens aufzutragen, während das Steuerungsdiagramm zunächst in beliebiger Größe (in offenem Maßstab) gezeichnet ist. Beide Maßstäbe stehen also zunächst in gar keinem Zusammenhang. Um keine Irrtümer

aufkommen zu lassen, werde das Dreieck noch einmal in das Daumengetriebe mit der inneren Rast der S-Kurve als Grundlinie eingetragen, wofür die Übertragung des Winkels ϑ aus dem Steuerungsdiagramm erforderlich ist (Fig. 160 rechts).

485. Man schneide nun mit einer Parallelen zur Rast von C aus in die S-Kurve ein und findet damit offenbar den Weg g_1, um welchen der Daumen nach links aus seiner Anlaufstellung verschoben werden muß, damit die Ventilspindel mit der Führungsrichtung FT sich mit dem Rollenmittelpunkt um den gewollten Betrag $h_z = DC$ erhebt.

Statt der Verschiebung des Daumens wird gemäß Art. 13 Anhang 23 die entgegengesetzte Bewegung der Führung bei festliegendem Daumen eingeführt. Das Verhältnis g_1 (Fig. 160) zu g (Fig. 159) ergibt den Maßstab des Steuerungsdiagramms.

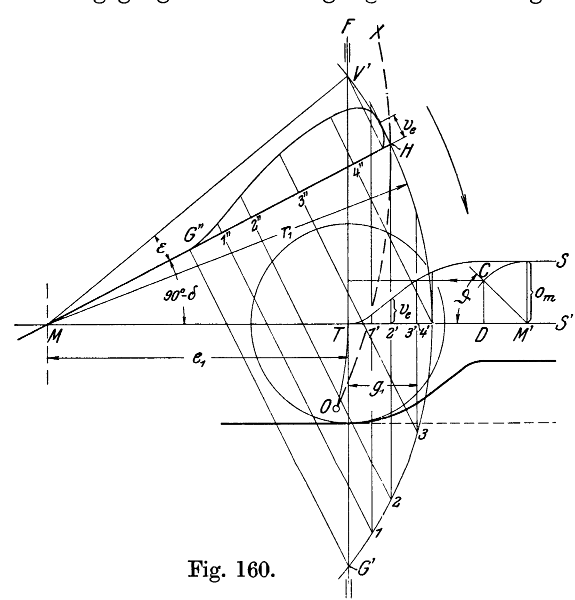


Fig. 160.

486. Das Steuerungsdiagramm werde jetzt im Verhältnis g_1/g vergrößert (oder wenn g_1 kleiner ist als g, verkleinert) in das Daumengetriebe als Müller-Seemann-Diagramm[1]) eingetragen und zwar so, daß die Deckungslinie $V'G'$ mit der Ventilspindel- oder Rollenführung sich deckt. Dazu muß man zunächst den Mittelpunkt finden: Es ist, wenn e und r die Darstellungsgrößen der Überdeckung und der Exzentrizität in Fig. 159, also im Maßstab von g sind,

$$e_1 = e\frac{g_1}{g} \quad \text{und} \quad r_1 = r\frac{g_1}{g}.$$

Man trägt in Fig. 160 zunächst e_1 von T aus nach links ab, bis M und schlägt mit r_1 um M den Exzenterkreis.

487. Man trage nun die Kolbenweglinie in den als Kurbelkreis betrachteten Exzenterkreis ein. MT ist, allgemein gesprochen, die Deckungs-

[1]) Diese früher viel benutzte Form des Reuleaux-Diagramms, die von Müller herrührt, ist im vorliegenden Werk wegen der Verdienste, die Seemann um seine Ausgestaltung hat, Müller-Seemann-Diagramm genannt, auch um es scharf vom Reuleaux-Diagramm zu unterscheiden, welches zuweilen (z. B. von Leist) als Müller-Reuleaux-Diagramm bezeichnet wird. Das Müller-Seemann-Diagramm (vgl. Alfred-Seemann, „Die Müllerschen Schieberdiagramme", 2. Aufl., München 1906) ist immer noch ausgezeichnet geeignet für die Zusammenzeichnung mit Schiebern, Steuerungsschwingarmen, Steuerungsdaumen usw. besonders bei veränderlicher Füllung, weil hier die Lage der Deckungslinie unverändert bleibt. Das Reuleaux-Diagramm eignet sich dagegen besser zum eigentlichen Entwurf. Für unveränderliche Füllung unterscheiden sich beide Diagrammarten nur durch die Lage des Gesamtdiagramms (vgl. Anhang 21, Art. 37 bis 39 und 63 bis 68).

zentrale, die nur in dem besonderen Falle in der Richtung und auch in der Form mit der Schwingbahn zusammenfällt. Es werde für die Eintragung der allgemeine Satz Art. 20 des Anhanges 24 benutzt, d. h. man trägt den aus dem Entwurfsdiagramm entnommenen Winkel $90° - \delta$ von MT aus entgegen dem Drehsinn, der hier rechts herum angenommen ist, ab. MH ist die Richtung der Kolbenweglinie, wobei noch offen gelassen ist, ob H der Deckelseite oder Kurbelseite angehört. Wenn das z. B. zur nachträglichen Untersuchung der Wirkung der endlichen Pleuelstangenlänge festgelegt wird, werde der Endpunkt der Kolbenweglinie mit D bzw. mit K bezeichnet (Anhang 24, Art. 21).

488. Man kann nun die Ventilerhebungskurve für die zunächst fest angenommene Füllung des Entwurfs ermitteln. Von gewählten Punkten 1, 2, 3 usw. des Exzenterkreises geht man parallel zur Deckungslinie $G'V'$ nach der inneren Rast der S-Kurve und senkrecht zur Kolbenweglinie herüber und findet die zusammengehörigen Punkte $1'1''$, $2'2''$, $3'3''$. Die in der Führungsrichtung gefundenen Ventilerhebungen in den Punkten $1'$, $2'$, $3'$ trägt man in den Punkten $1''$, $2''$, $3''$ senkrecht zur Kolbenweglinie auf.

Der größte Ausschlag des Daumens aus der Anlaufstellung T heraus ist $T4'$. Die Erhebung über $4'$ ist größte Ventilerhebung. Die Auftragung derselben über $4''$ ergibt den höchsten Punkt der Erhebungskurve, in welchem sie eine zur Kolbenweglinie parallele Tangente hat.

Das lineare Voröffnen des Ventils findet man, indem man H parallel zu $V'G'$ auf die innere Rast der S-Kurve projiziert und von dem gefundenen Punkt $2'$ in der Führungsrichtung bis zur S-Kurve aufsteigt. Die Projektionsrichtung $H2'$ und die Höhe v_e fallen nur in dem vorliegenden besonderen Falle zusammen, bei anderen Getrieben bilden sie einen Winkel. Die Auftragung des gefundenen Voröffnens v_e in H senkrecht zur Kolbenweglinie ergibt denjenigen Punkt, in welchem die Ventilerhebungskurve die Endvertikale berührt. Bei dem Kurbelwinkel $HM2$ wird beim Ventilniedergang die gleiche Höhe v_e erreicht wie im Totpunkt H; man wird sie über $2''$ gleich mit auftragen.

Im übrigen ist die Verzeichnung der Ventilerhebungskurven vorn bei Steuerungen mit gegebenen Verhältnissen behandelt; vgl. Art. 440 bis 448.

Es ist dann noch in die Fig. 160 die Scheitellinie XO in der Müller-Seemann-Lage eingetragen, ohne daß im vorliegenden Falle weiter von ihr Gebrauch gemacht ist, um die Figur nicht zu überladen.

489. Für den vorliegenden einfachen Fall einer unmittelbar von einem Exzentergetriebe ohne Zwischenhebel angetriebenen Kurvenschubstange ist das Steuerungsdiagramm, wie es in das Getriebe eingetragen ist, nachdem es im Verhältnis des Maßstabes des Daumens auf natürliche Größe reduziert ist, der Ausführung des Exzentergetriebes (bei veränderlicher Füllung des Stellexzentergetriebes) zugrunde zu legen. Wenn ein Zwischenhebel mit Übersetzung ins Große im Verhältnis a/b (Hebelarm a an der Kurvenschubstange angreifend) eingeschaltet ist, sind die Maße im Verhältnis b/a zu verkleinern (vgl. auch die zu Art. 65 des Anhanges 22 gehörige Figur, bei der man jedoch für die vorliegende Betrachtung die Verbindungsstange UV kurz und die Exzenterstange lang annehmen muß, auch die Schränkung des Exzentergetriebes fortdenken muß).

490. Wenn die Daumenkurve an der Ventilspindel angebracht ist und die Rolle in der Schubstange gelagert ist und sich mit dieser bewegt, ist

die Diagrammentwicklung genau die gleiche, nur ist das Diagramm nicht umzukehren, sondern die Öffnungssichel ist in die Richtung des Rollenschubes beim Öffnen zu legen (vgl. Anhang 23, Art. 20). Wenn also die Anordnung derartig ist, daß das Ventil beim Gange der Schubstange von rechts nach links öffnet, muß auch die Öffnungssichel links von der Deckungslinie (also umgekehrt wie in Fig. 160) liegen.

Einschaltung: Stumpfer und spitzer Triebwinkel (Art. 491 bis 497).

491. Im Anschluß an die Behandlung der Daumenschiene möge eine Frage besprochen werden, die zwar bei der Daumenschiene kaum auftritt, die sich aber an der Daumenschiene leichter und für den Vergleich anschaulicher darstellt als bei den mannigfaltigen Formen der Drehschwingdaumen, bei denen sie von großer Bedeutung ist, nämlich die Frage der Wirkung der Neigung der Rollenführung gegen die innere Rast der S-Kurve, oder die **Frage des stumpfen und spitzen Triebwinkels.**

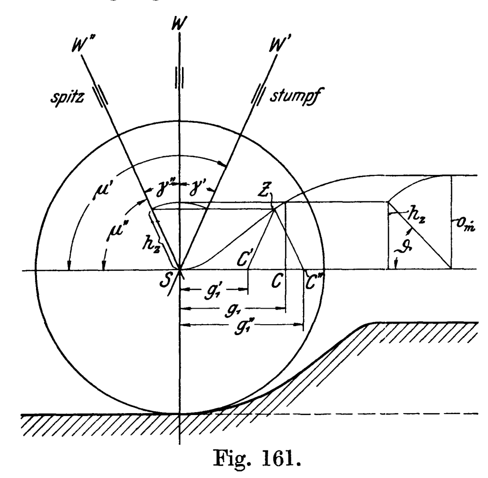


Fig. 161.

Wenn die Führungsbahn der Rolle, bei direktem Antrieb der Ventilspindel durch den Daumen nicht senkrecht auf der inneren Rast der S-Kurve steht, sondern gegen sie geneigt ist, ergeben sich für eine bestimmte Ventilerhebung ganz verschieden große Drosselwege für die einzelnen Fälle.

492. In Fig. 161 ist zunächst für die senkrechte Führung SW der Daumenausschlag g_1 bis zur Erreichung der Erhebung h_z wie vorher ermittelt. Dann ist die Ermittlung für einen „Triebwinkel" μ kleiner und größer $90°$ mit den Schubrichtungen SW' und SW'' durchgeführt, und zwar ist der Winkel im einen Falle um ebenso viel größer angenommen als im anderen Falle kleiner. Das ist nicht gerade für den Vergleich erforderlich, indem man die Abweichungen auch verschieden groß hätte annehmen können, immerhin aber übersichtlich.

493. Die Ventilerhebung h_z ist wie alle Ventilerhebungen stets in der Richtung der Führungsrichtung der Rolle (bei Einschaltung eines Hebels zwischen Rolle und Ventilspindel in verjüngtem Maßstabe) zu messen. Man erkennt aus der Figur, daß in beiden Fällen der Punkt Z der S-Kurve tiefer liegt als bei senkrechter Führung und zwar bei den hier gemachten Annahmen für den spitzen und stumpfen Triebwinkel um den gleichen Betrag tiefer. Die Wege jedoch, welche der Daumen bis zur Erreichung dieses Punktes des Daumens zurückzulegen hat, sind außerordentlich verschieden, nämlich bei stumpfem Triebwinkel gleich g_1', bei spitzem Triebwinkel gleich g_1''.

Man muß sich dabei des allgemeinen, im Anhang 23 gebrachten Beweisverfahrens erinnern, nach welchem man an Stelle der wahren Bewegung des Rollenmittelpunktes einen Umweg einführt und zunächst auf der

inneren Rast entlang geht und sich dann die Rollenmitte in der Führungsrichtung auf die S-Kurve gehoben denkt.

494. Der stumpfe Triebwinkel ist hiernach in rein geometrischer Beziehung ungleich günstiger, weil die Exzentrizitäten, wenn keine Zwischenübersetzung angewandt wird, im Verhältnis $g_1' : g_1 : g_1''$ stehen. Er ist aber bei direktem Antrieb der Ventilspindel überhaupt nicht anwendbar, weil durch die hohen Seitendrucke auf die Ventilspindel Selbstsperrung eintreten würde. Das gilt nicht nur für die Daumenschiene, sondern auch für den Drehschwingdaumen mit direktem Ventilspindelantrieb, wenn die Ventilspindel wie üblich Gleitführung besitzt.

Wenn man den stumpfen Triebwinkel anwenden will, ohne Selbstsperrung befürchten zu müssen, muß man eine Zwischenhebel anwenden, dessen Drehpunkt dann die hohen Seitendrucke des Daumens aufzunehmen hat, oder muß, wenn man an dem direkten Ventilspindelantrieb festhalten will, der Ventilspindel eine Rollenführung geben.

495. Zur Anwendung des spitzen Triebwinkels ist man zuweilen gezwungen, durch die räumlichen Verhältnisse (vgl. Fig. 152, S. 173), bei welcher die Vorbeiführung der Ventilspindelführung an dem Drehzapfen und der Nabe des Schwingdaumens auf den spitzen Triebwinkel führt.

496. Man erkennt aus der Fig. 161, daß bei entgegengesetzt gleicher Neigung der spitze Triebwinkel nicht um annähernd so viel ungünstiger dasteht, als der stumpfe (beide Male dem rechten Triebwinkel gegenüber) günstiger dasteht, daß also der spitze Triebwinkel nicht allzu viel größere Wege verlangt als der rechte. Der Mehraufwand an Weg gegenüber dem rechten Triebwinkel kann bei Drehschwingdaumen ohne größere Exzentrizität leicht dadurch ausgeglichen werden, daß man den Daumenarm im Vergleich zum Exzenterantriebsarm verhältnismäßig lang macht. Die Druckverhältnisse, Daumen gegen Rolle und Spindel gegen Führung sind dabei günstiger als beim rechten Triebwinkel.

497. Die im vorstehenden benutzte Benennung „stumpf“ und „spitz“ bezieht sich auf den dem Daumen abgewandten Winkel. Danach liegt ein stumpfer Triebwinkel vor, wenn die Rollenführungsrichtung, von der Senkrechten zur S-Kurvenrast aus gesehen, dem Daumen zugeneigt ist, ein spitzer, wenn sie von ihm ab geneigt ist. Wenn die Führungsbahn der Rolle bei Anwendung eines Zwischenhebels ein Kreis ist, ist die Richtung seiner Tangente im Anlaufpunkt S für die Begriffsbestimmung „stumpf“ und „spitz“ maßgebend.

Ende der Einschaltung.

498. Es mögen nun einige Getriebe mit **Drehschwingdaumen** im Entwurf und in der Größenbestimmung behandelt werden, wie sie vorn, Art. 424 bis 447, für gegebene Maße und Verhältnisse schon untersucht sind. Die Drehschwingdaumengetriebe sind ungleich mannigfaltiger und gebräuchlicher als das Getriebe mit Daumenschiene, doch wird sich das letztere, das vorn schon zur Einführung benutzt ist, noch weiter als erste Grundlage für die Größenbestimmung von Drehschwingdaumengetrieben geeignet erweisen.

Bei Drehschwingdaumen entspricht den Weglängen g_1', g_1, g_1'' Fig. 161 des Schubschwingdaumens, mit welchen für einen gegebenen Kurbelwinkel ϑ die Ventilerhebung h_z erreicht wird, eine gewisse Bogenlänge. Der Drehwinkel, welcher dieser Bogenlänge zugehört, hängt von der

mehr oder weniger frei wählbaren Armlänge ab. Der zur Erreichung der Ventilerhebung h_z erforderliche Winkelausschlag der Daumenschwinge wird einen gewissen Prozentsatz des Gesamtwinkelausschlages des Daumens ausmachen. Da der Gesamtausschlag jedoch beschränkt ist, wird auch der für die Herbeiführung der Ventilerhebung h_z erforderliche Ausschlagwinkel beschränkt sein.

499. Wahl der Länge des Daumenarmes. Als Daumenarmlänge b werde der Radius der inneren Rast der S-Kurve angesehen, weil auf ihr, wie in den Art. 435 bis 438 gezeigt ist, vom verlegten Steuerungskreis aus die Ausschlagbögen gefunden werden. Beim Entwurf geht man zweckmäßig den bei der Untersuchung von Schwingdaumengetrieben befolgten Weg in umgekehrter Richtung, d. h. man beginnt am besten mit dem Entwurf des Daumens und konstruiert in ihn hinein den vorher als verlegten Steuerungskreis bezeichneten Steuerungskreis nebst Schwingbahn, um daraus dann den wahren Steuerungskreis am Antriebsarm ganz am Schluß zu ermitteln. Da der Winkelausschlag des Antriebsarms der gleiche ist wie der des Daumenarmes, ist die Wahl des ersteren, nachdem die Länge des letzteren mit Rücksicht auf den zulässigen Gesamtausschlag gewählt ist, von untergeordneter Bedeutung. (Vgl. Art. 520 bis 523).

Der zugelassene Gesamtausschlag des Daumens ist noch abhängig von der mehr oder weniger großen Schränkung. Der Begriff der Schränkung und des Schränkungsgrades ist im Anhang 24, Art. 38 klargelegt.

500. Bezüglich der Wahl des Winkels η ist folgendes zu bemerken: Man wird den Winkel im allgemeinen möglichst groß wählen, weil dann der Daumenarm (der Radius der inneren S-Kurvenrast) klein werden darf, und damit das ganze Getriebe kompendiös wird.

Andererseits besteht bei zu großem Winkel die Gefahr der Selbstsperrung, die auch bei nur vorübergehend schlechtem Schmierungszustand unter allen Umständen ausgeschlossen sein muß. Man wird η etwa gleich 30 bis 40° wählen und wird bei gedrückten Verhältnissen[1]) auch noch etwas über 40° hinausgehen dürfen. Bei Steuerungen für veränderliche Füllung gelten die angegebenen Winkel bei dem Ausschlag mit der größten Exzentrizität.

501. Es ist $\sin 30° = 0{,}5$, $\sin 40° = 0{,}643$. Es ist bequemer, unmittelbar den Sinus zu wählen und daher mögen die normalen Grenzen mit einer kleinen Verschiebung der Grenze gesetzt werden $\sin\eta$ gleich 0,5 bis 0,65.

Die Armlänge b des Daumens (gerechnet vom Drehpunkt J bis zur inneren Rast der S-Kurve) und die Schwingbahn (innere Rast der S-Kurve) werden am besten gleich in das Entwurfssteuerungsdiagramm Fig. 159 in dessen Maßstab, also in offenem Maßstab eingetragen. Nachdem man für veränderliche Füllung noch die Exzentrizität r' der Höchstfüllung gefunden hat und η für die größte Füllung gewählt hat, berechnet man

$$b = \frac{r'}{\sin\eta} \qquad \text{bzw.} \qquad b = \frac{r' + u}{\sin\eta}\,.$$

[1]) Gedrückte Verhältnisse liegen im allgemeinen vor bei Einzylindermaschinen mit Kondensation wegen ihrer kleinen Normalfüllungen; ferner auch bei mittlerer Größe der Normalfüllung, wenn der Durchmesser der Daumenscheibe beschränkt ist, wie z. B. bei den Lokomobilen mit Ventilsteuerung von Lentz der Firma Heinrich Lanz, bei der die Daumenscheiben in ein Rohr eingeschoben werden (vgl. Führer S. 1150 und 1220). Bei Auslaßsteuerungen kommt man im allgemeinen mit kleineren Winkeln aus.

502. Nach Anhang 21 ist das Diagrammexzenter MB (Fig. 159) bei gerader zentraler Schubrichtung die gedrehte, halbe Steuerungsschublinie (Schieberweglinie). Bei gekrümmter Führungsbahn ist MB im Sinne des Anhanges 24 die Deckungszentrale. Der Schnittpunkt von MB mit der Deckungslinie $V'G'$ ist der Deckungspunkt. Durch ihn muß die Schwingbahn hindurch gehen. Man schlägt in Fig. 159 also mit b einen Kreis um T und schneidet mit ihm bei symmetrischem Antrieb in das auf BM in M errichtete Lot in J_s ein. Alsdann schlägt man um J_s mit b einen Kreis, der die Schwingbahn liefert.

Der Schwingenausschlag und die Länge der Schwingbahn wird begrenzt durch die in B'' und A'' (A'' nicht mehr in der Figur enthalten) auf der Richtung MB errichteten Lote. MB'' ist dabei gleich der größten vorkommenden Exzentrizität der Stellexzentersteuerung.

503. Wenn ein geschränkter Antrieb in Aussicht genommen ist (Anhang 24, Art. 38), wird man sich möglichst schon jetzt über den Schränkungsgrad entscheiden. Man trägt u auf der Richtung BM von M aus ab bis F und errichtet in F das Lot.

Die Armlänge b wird nach Art. 501 in diesem Falle gleich $(r' + u)/\sin\eta$ gefunden; mit ihr schlägt man aus T einen Kreis; dieser schneidet in das in F errichtete Lot in J_g ein. Winkel QJ_gF ist dann gleich η.

504. Für die Auftragung der Daumenform nach Art. 508 und 531 und Anhang 23, Art. 10 bis 12 ist bei allen Drehschwingdaumen die Kenntnis des Radius R_{is} der inneren S-Kurvenrast erforderlich. Die vorstehend errechnete Größe b ist seine Darstellungsgröße in dem Steuerungsdiagramm mit willkürlicher Exzentrizität, also in offenem Maßstab. Die wahre Größe muß zunächst geschätzt werden, um später genauer bestimmt zu werden. Anders beim Schubschwingdaumen, bei dem er von vornherein durch die Festsetzung $R_{is} = \infty$ bestimmt ist.

505. Für die Schätzung können die Ergebnisse des Entwurfs der Schubschwingdaumensteuerung benutzt werden, wobei der Drehschwingdaumen bei gerader zentraler Führungsbahn der Rolle (abgesehen von den durch die Krümmung der Rasten bedingten Abweichungen) die gleiche Form erhalten möge, wie der Schubschwingdaumen.

Es möge jedoch für den Zweck des Entwurfs der Drehschwingdaumen ohne Bezug auf den bereits entworfenen Schubschwingdaumen die maßgebenden Teile der S-Kurve des Schubschwingdaumens noch einmal aufgetragen werden (Fig. 162 links oben, wo das frühere g_1 mit g_{01} bezeichnet ist).

Die besondere Auftragung wird bei nicht zentraler Rollenführung, d. h. bei stumpfem und spitzem Triebwinkel und Zwischenhebel ohnehin erforderlich werden, weil bei der ideellen nur für den Entwurf eines anderen Getriebes dienenden Schubdaumenform die Rücksichten auf Selbstsperrung ausscheiden, wenn das wirkliche Getriebe danach angetan ist. Andererseits können bei spitzem Triebwinkel steilere Daumenkurven Anwendung finden.

506. Es möge begonnen werden mit einem **Drehschwingdaumengetriebe ohne Zwischenhebel mit rechtem Triebwinkel** und symmetrischem Schwingenantrieb, wie es besonders für zweiseitig steuernde Drehschwingen (Anhang 24, Art. 33 bis 37) in Betracht kommt. Es möge alles gleich an Hand bestimmter Zahlen und Maßstäbe zahlenmäßig festgelegt werden.

Das Steuerungsdiagramm sei für $r = 75$ mm gezeichnet (Fig. 159 in kleinerem Maßstabe), r' sei für die Höchstfüllung von 45% (auf die Schiebersteuerung bezogen) gleich 84,1 mm gefunden. η werde für die Höchstfüllung gleich 40° entsprechend $\sin \eta = 0{,}643$ gewählt; dann ist b im Maßstab des Diagramms nach Art. 501 für symmetrischen Antrieb

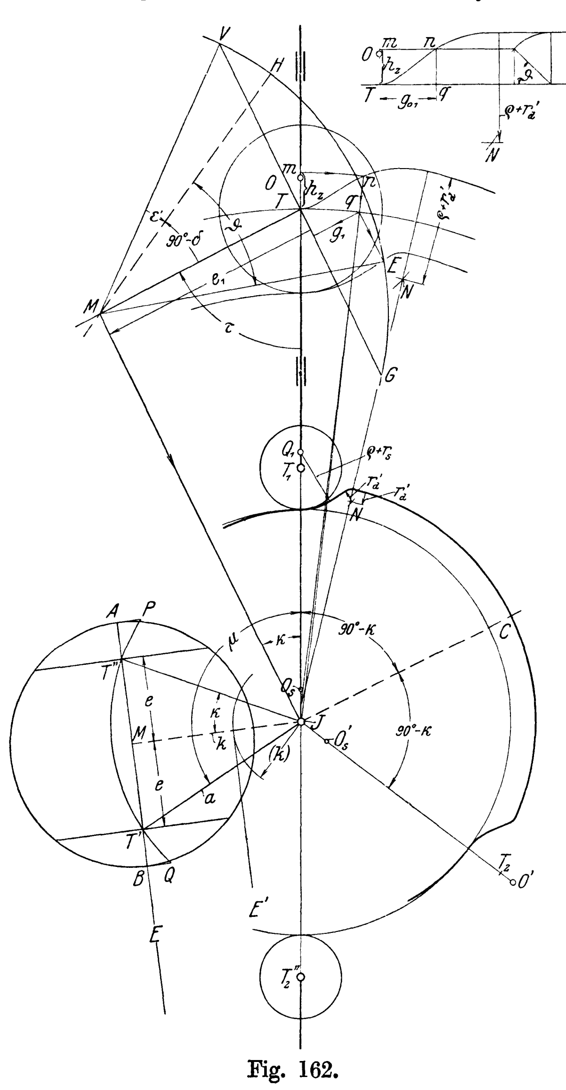


Fig. 162.

$$b = \frac{84{,}1}{0{,}643} = 130{,}8 .$$

Nachdem die Schwingbahn nach Art. 502 für symmetrischen Antrieb eingetragen ist, projiziert man den Punkt E (Fig. 159), in welchem die Drosselung soll beginnen dürfen, nach dem Schwingenprojektionssatz, Anhang 24, senkrecht zur Deckungszentrale TM auf die Schwingbahn und findet den Punkt C. Der Winkel $T J_s C$ ist dann der Winkel, bei dem der Daumen, aus seiner Anlaufstellung heraus, das Ventil auf die Höhe h_z gehoben haben muß.

507. Bei der Maßstabsbestimmung des Diagramms und der Armlänge b wird zunächst die wahre Länge des Bogens TC aus der Daumenform gefunden. Für die Verzeichnung der Daumenkurve wird die wahre Größe von b vorläufig wie folgt bestimmt: Beim Schubschwingdaumen ergibt sich ein Daumenweg g_{01} von 22,5 mm. Dieser muß sich für den Kurbelwinkel ϑ auch ungefähr beim Drehschwingdaumen als Ausschlag, auf der inneren Rast der S-Kurve gemessen, ergeben. Der Bogen TC in Fig. 159 hat nach Ausmaß, wenn er näherungsweise durch seine Sehne gemessen wird, aber nur eine Länge von 15,4 mm. Es muß also das ganze Diagramm im Verhätnis 22,5/15,4 vergrößert werden. Damit ergibt sich die vorläufige wahre Größe von $b = 130{,}8 \cdot 22{,}5/15{,}4 = 191$ mm.

508. Man trage nun den Drehschwingdaumen mit $R_{is} = 191$ mm in doppelter natürlicher Größe auf nach Anhang 23 Art. 10 bis 12, im übrigen mit den gleichen Einzelmaßen wie den für die vorläufige Bestimmung

von R_{is} benutzten Schubschwingdaumen (Fig. 162). Die Auftragung muß in doppelter natürlicher Größe erfolgen, weil 22,5 mm durch Auftragung des Schubschwingdaumens in doppelter Größe gefunden wurde und R_{is} damit berechnet wurde.

TO_s ist gleich R_{is} gemacht. O_s der vorläufige Drehpunkt des Daumens; er ist später mit J_v bezeichnet[1]). Der wahre Drehpunkt J ist noch nicht bekannt.

Alsdann trage man h_z, welches ebenso zu bestimmen ist, von früher beim Schubschwingdaumen von T aus in der Rollenführungsrichtung ab bis m und bestimmt nach Anhang 23, Art. 16 auf dem Wege mnq den Bogen Tq, welcher erforderlich ist, um die Ventilerhebung h_z zu erreichen.

509. Die Sehne des Ausschlages Tq wird jetzt durch Ausmessen gleich 23,3 statt 22,5 gefunden. Das liegt daran, daß der Daumen durch die Krümmung der Rasten eine andere Form erhält als der Schubschwingdaumen, auch das Einschneiden des Kreises mit dem Radius $J_v m$ eine andere Wirkung hat als das Ziehen der Parallele. Es wird also auch die Armlänge von 191 mm nicht genau stimmen. Sie soll durch ein Korrekturverfahren richtiggestellt werden.

510. Man könnte daran denken, nunmehr mit dem neuen Verhältnis 23,3/15,4 die endgültige Armlänge b zu bestimmen. Es soll jedoch ein anderer Weg dafür eingeschlagen werden:

Man trage den Winkel τ aus Fig. 159 in die Fig. 162 ein, indem man ihn von TJ_v in T entgegengesetzt wie in Fig. 159 abträgt (entgegengesetzt gemäß Anhang 24, Art. 30). Alsdann ziehe man in T senkrecht zum freien Schenkel des Winkels die vorerst noch nicht begrenzte Deckungslinie VG und fälle auf sie von q aus das Lot. Die Länge g_1 desselben liefert die Grundlage für Maßstabs- oder Größenbestimmung des Steuerungskreises.

511. Versieht man die Größen des in das Daumengetriebe einzutragenden Steuerungskreises mit dem Index $_1$, so ist mit den Größen e, u, r, r' der Fig. 159

$$e_1 = e\frac{g_1}{g}, \qquad u_1 = u\frac{g_1}{g}, \qquad r_1 = r\frac{g_1}{g}, \qquad r_1' = r'\frac{g_1}{g}.$$

Man erhält mit $e = 58{,}5$, u bei symmetrischem Antrieb $= 0$, $r = 75$, $r' = 84{,}1$, $g = 13{,}3$, $g_1 = 20{,}1$, für den Steuerungskreis am Daumen folgende Maße $e_1 = 88{,}4$, $u_1 = 0$, $r_1 = 113{,}3$, $r_1' = 127$.

512. Von T aus trägt man jetzt auf dem freien Schenkel von τ die Überdeckung e_1 ab und findet damit den Mittelpunkt M des Steuerungskreises. In M errichtet man bei symmetrischem Schwingenantrieb das Lot; dasselbe trifft die Richtung TJ_v in J. J ist der neue Drehpunkt des Daumens. (Bei geschränktem Antrieb trägt man von M in der Richtung TM nach u_1 ab bis F [Fig. 163 S. 201] und errichtet das Lot, durch welches J gefunden wird, in F.)

Um M schlägt man dann noch den Steuerungskreis mit r_1 und für veränderliche Füllung den Kreis mit der größten Exzentrizität r_1', sowie die Kreise für sonst noch interessierende Füllungen.

[1]) Der Punkt J_v fällt in der Fig. 162 zufällig mit dem anderen Zwecken dienenden Punkt O_s zusammen, er ist daher nicht besonders benannt. Man wolle daher überall, wo im nachfolgenden der Punkt J_v genannt ist, ihn in O_s liegend annehmen. Vgl. auch die Fig. 163, wo J_v nicht mit O_s zusammen fällt und besonders bezeichnet ist.

513. Zeichnet man jetzt noch die Kolbenweglinie für die Normalfüllung ein, indem man gemäß Anhang 24, Art. 20 den Winkel $90-\delta$ (den man dem Diagramm Fig. 159 entnimmt) von MT aus abträgt, so kann man eine Nachprüfung vornehmen, ob tatsächlich bei dem Kurbelwinkel ϑ die Ventilerhebung h_z erreicht ist: Man projiziert den Punkt q, nach dem Schwingenprojektionssatz (Anhang 24) senkrecht zur Deckungszentrale oder parallel zu GV auf den Exzenterkreis. Man erhält den Punkt E. Zieht man ME, so wird man finden, daß der Winkel HME mit dem Winkel ϑ in Fig. 159 übereinstimmt.

514. Schlägt man aus J die Kreise mit Jm und JT, so wird man finden, daß sie für das Auge auf den maßgebenden Längen mn und Tq kaum von den Kreisbögen aus J_v, mit denen sie die Tangenten in m und T gemeinsam haben, abweichen.

Eine Neuauftragung der ganzen Figur mit dem neuen Daumenarm JT zum Zwecke einer nochmaligen Korrektur wird sich erübrigen, da bei dem benutzten Verfahren die Bogenlänge Tq und der Abstand g_1 außerordentlich schnell nach dem wahren Wert konvergieren.

515. Die nochmalige Auftragung wird nur noch den Zweck haben, die endgültigen Maße für die Konstruktion festzulegen. Diese Auftragung, welche in Fig. 162 mit JT_1 als Radius der inneren S-Kurvenrast in halber Größe vorgenommen ist, kann mit der Umzeichnung der Figur auf den für die Konstruktionszeichnung vorgesehenen Maßstab verbunden werden. Das wird, wenn die Auftragung in natürlicher Größe erfolgen soll und die Maßbestimmung in doppelt natürlicher Größe stattfand, im wesentlichen einer Verkleinerung auf $^1/_2$ gleichkommen; nicht genau, weil sich die Radien infolge der Verlegung von J in einem anderen Verhältnis verkleinern als die eigentlichen Daumenmaße: JT_1, Fig. 162, ist gleich $^1/_2\,JT$, nicht gleich $^1/_2\,J_vT$ zu machen. Dagegen sind die ursprünglichen Daumenmaße unabhängig davon auf $^1/_2$, d. h. auf die Rechnungswerte Art. 483 zu bringen.

Die Verzeichnung der S-Kurve kann für die Konstruktionszeichnung fortfallen, dagegen wird es sich empfehlen, den Radius O_1N einzuschreiben und die Begrenzung der Bogenlänge nach dem im Anhang 23, Art. 11 angegebenen Verfahren anzudeuten.

An Stelle der inneren Rast der Daumenkurve wird man gemäß Anhang 23, Art. 8 die Spannkurve mit Mittelpunkt in O_s zur Ausführung bringen, welche in dem Anlaufpunkt des Daumens in die nunmehr nur gedachte innere Rast tangential einläuft.

516. Wenn man den Daumen mit dem neuen Drehpunkt J noch einmal in dem großen Maßstab des Entwurfs aufträgt, etwa zwecks Konstruktion der Ventilerhebungskurven, wird man gleichwohl an dem für die Eintragung gefundenen Exzenterkreis festhalten dürfen; denn der Punkt q, dessen Lage für die Größenbestimmung des Exzenterkreises benutzt wurde, verschiebt sich infolge der Verlegung des Drehpunktes von J_v nach J kaum sichtbar, wovon man sich durch Ziehen der Linie nJ überzeugen kann. g_1 bleibt damit praktisch unverändert und damit auch das Verhältnis g_1/g, welches für den einzutragenden Steuerungskreis bestimmend ist.

517. Dagegen ändert sich die Größe des wahren Steuerungskreises links unten, wie er an dem Antriebsarm wirksam ist, nicht unbeträchtlich, wie man an der Abweichung der Richtungen nJ_v und nJ erkennt. Es muß der wahre Steuerungskreis auf diejenige Größe gebracht (hier verkleinert)

werden, mit welcher der Bogen Tq mit dem Winkel TJq statt mit dem größeren Winkel TJ_vq durchlaufen wird. Die wahre Größe ergibt sich mit dem im Art. 523 entwickelten Verfahren zur Bestimmung der Länge des Antriebsarmes und des Winkels μ ganz von selbst.

518. Hinsichtlich der endgültigen Verwertung des bei der ersten Ermittlung gefundenen Maßes g_1 für die Maßstabsbestimmung des in das Daumengetriebe einzutragenden Steuerungskreises sei noch bemerkt, daß es keinen Zweck hat, das Endergebnis mit mathematischer Genauigkeit zu erstreben, weil die Forderung der Übereinstimmung der Öffnung mit der einer dem Entwurf zugrunde gelegten Schiebersteuerung bei einer ganz bestimmten herausgegriffenen Kolbenstellung nicht ganz ohne Willkür ist und mehr dem anschaulichen Vergleich dient. Dagegen ist zeichnerische Genauigkeit wegen der Kleinheit der Größen g und g_1, deren Verhältnis für die Maßbestimmung benutzt wird, erforderlich.

519. Wenn man die vorstehend vorgeschlagene Entwicklung durchgemacht hat, wird man einen Einblick in die eigenartigen Zusammenhänge gewonnen haben, der genügt, um bei der endgültigen Festlegung der Maße auch freier verfügen zu können, wobei man sich dann auch nicht mehr streng an die Gleichheit der freien Querschnitte beim Kurbelwinkel ϑ für Schieber- und Ventilsteuerungen zu halten braucht.

Das wird besonders dann notwendig werden, wenn man abgestufte Normalien für die Daumengetriebe verschieden großer Maschinen aufstellen will.

520. Es ist nun noch die **Länge a des Antriebsarmes** des Daumens und seine Winkelstellung zum Daumenarm JT festzustellen. Man könnte daran denken, aus praktischen Ausführungen einen Mittelwert des Verhältnisses der Längen beider Arme zu bestimmen und danach die Länge des Antriebsarmes zu wählen, das ist jedoch nicht zweckmäßig; man nimmt am besten auf die Größe JT des Daumenarmes gar nicht Bezug, sondern bestimmt die Armlänge a nach konstruktiven Rücksichten selbständig.

Der Arm a kann nämlich, rein geometrisch betrachtet, für den geforderten Daumenausschlag jede beliebige Länge haben, wenn nur das zugrunde gelegte Steuerungsdiagramm der Größe und Lage nach richtig in den Ausschlag des Armes hineinpaßt. Je länger der Arm ist, desto größer muß der Steuerungskreis sein, und da der an den Antriebsarm angetragene Steuerungskreis den wahren Exzenterkreis darstellt, desto größer muß auch das Exzenter bzw. das Stellexzentergetriebe sein.

521. Man wird also bemüht sein, den Arm kleinzuhalten[1]), um auf ein kleines Exzenter zu kommen. Für die kleinste mögliche Armlänge werden das als erforderlich erachtete Maß für den Drehzapfen der Schwinge nebst der Schwingennabe sowie der Durchmesser des Antriebszapfens mit dem zugehörigen Auge bestimmend sein, zuweilen auch noch die Rücksicht auf Kollisionsgefahr der Exzenterstange mit anderen Bauteilen.

522. Hinsichtlich der Konstruktion des Armes besteht ein Unterschied, ob das Exzenter auf einer Steuerwelle oder auf der Hauptwelle sitzt; im ersteren Fall ist der Arm fast stets mit dem Daumen aus einem Stück

---

[1]) Man sollte hierin jedoch nicht zu weit gehen und die Armlänge nicht allzu sehr drücken. Man muß beachten, daß das Drehmoment bestimmt ist durch die Kräfte am Daumen und die vorher festgelegte Länge des Daumenarmes und daß daher die Kräfte in den Gelenken und die Wirkung des toten Ganges in den Gelenken um so größer sind, je kleiner a und damit auch das Exzenter ist. Nicht zu knappe Maße der Armlänge a und des Exzenters werden, wenn sie auch etwas höhere Kosten verursachen, doch für den sanften Gang des Getriebes von Nutzen sein.

gearbeitet und liegt mit ihm in der gleichen Schwingebene, im zweiten wird die Bewegung des Armes durch eine Schwingwelle auf den Schwingdaumen übertragen. Die Welle wird natürlich einen wesentlich größeren Durchmesser haben als der Drehzapfen; daneben wird noch die Befestigung der Nabe des Armes auf der Welle Platz beanspruchen, womit dann auch die kleinste mögliche Armlänge größer wird als die Länge des mit dem Daumen aus einem Stück gearbeiteten Daumens. Einschränkungen sind bis zu einem gewissen Grade möglich durch Anschneiden der Nabe, womit bei kleinem Arm ein Anschlagen der Exzenterstange in der äußersten Lage vermieden wird.

Wenn der auf die Schwingwelle aufgesetzte Arm nicht als gegabelter Arm ausgeführt wird, sondern wie eine Stirnkurbel mit Stirnzapfen versehen wird, bestehen die erwähnten Schwierigkeiten in der Einschränkung der geometrischen Armlänge nicht.

Die Anordnung mit Schwingwelle und aufgesetztem Arm kommt vor allem bei zweiseitig steuernden Daumen in Betracht.

523. Damit gemäß Art. 521 das Steuerungsdiagramm Fig. 159, mit welchem der Daumen entworfen ist, geometrisch ähnlich in den Ausschlag des Antriebsarmes a hineinpaßt, muß zunächst die wahre Exzentrizität sich zu der nach vorstehenden Gesichtspunkten festgestellten Armlänge a verhalten wie die in Fig. 159 willkürlich angenommene Exzentrizität zur Armlänge $J_s T$ bzw. $J_g T$, d. h. es muß sein

$$r : a = (r) : J_s T \quad \text{bzw.} \quad J_g T ,$$

worin (r) die Exzentrizität des in offenem Maßstab gezeichneten Diagramms, Fig. 159, ist und $J_g T$ für geschränktem Antrieb gilt. Man berechnet r aus der nach r aufgelösten Proportion.

Wenn man für r glatte Werte erhalten will oder bestimmt abgestufte normalisierte Exzenter- oder Stellexzentergetriebe verwenden will, berechnet man r zunächst ebenso wie vorstehend angegeben, wählt alsdann den diesem r nächstliegenden Normalwert und berechnet dann das endgültige a aus der nach a aufgelösten Proportion. Die Armlänge a wird man zweckmäßig nicht in die allgemeine Normalisierung mit aufnehmen, weil sie eine einfachere Anpassung an besondere Verhältnisse gestattet als Abänderungen am Exzentergetriebe oder gar am Stellexzentergetriebe.

524. Nach Festlegung der Armlänge ist die **Winkelstellung des Antriebsarmes zu dem Daumenarm** zu bestimmen. Diese hängt vor allem von der Lage der Exzenterwelle zum Schwingendrehpunkt J ab, daneben auch von der gewollten Schränkung. Es ist dafür zu sorgen, daß die gewollte Schränkung oder Symmetrie sowie der gewollte Ausschlag, wie sie der Bestimmung des Daumens zugrunde gelegt wurden, auch wirklich erreicht werden. Hierzu ist eine Dispositionszeichnung der Maschine, in welcher wenigstens die Lage der Exzenterwelle in bezug auf den Drehpunkt J des Daumens enthalten sein muß, erforderlich.

Man geht dann am besten folgendermaßen vor: Man bestimmt das Verhältnis $J_s M / J_s T$, oder bei geschränktem Antrieb das Verhältnis $J_g F / J_g T$ aus einer Figur nach Art der Fig. 159 oder auch aus den Daumenentwurfsfiguren Fig. 162 bzw. 163[1]. Dieses Verhältnis werde mit

[1] Die zweiten Angaben mit bzw. beziehen sich immer auf den geschränkten Antrieb. Man wird gut tun, schon hier den unteren Teil der Fig. 163 bei den einzelnen Bezeichnungen mit zum Vergleich heranzuziehen.

α bzw. mit α' bezeichnet. Alsdann bilde man mit der vorher bestimmten Armlänge a den Wert $k = \alpha a$ bzw. $k = \alpha' a$, oder wenn die Gesamtdispositionszeichnung in verkleinertem Maßstabe an das in natürlicher Größe dargestellte Daumengetriebe angetragen ist, den Wert $(k) = \alpha\,(a)$ bzw. $(k) = \alpha'\,(a)$, worin (a) die Armlänge im Maßstab dieser Zeichnung ist. Darauf schlage man um J (Fig. 162 bzw. 163) mit (k) den Kreis, zieht von dem Mittelpunkt der Exzenterwelle an ihn eine Tangente (in Fig. 162 und 163 mit E' bezeichnet) und fällt auf diese Tangente das Lot von J aus. Dieses Lot verlängert man bei Auftragung des Daumengetriebes in natürlicher Größe auf die Länge k und bezeichnet den Endpunkt mit M bzw. mit F. Durch M bzw. F zieht man eine Parallele zur Tangente. Diese Parallele ist die Deckungszentrale; auf ihr trägt man von M aus die Überdeckung e im Maßstabe von a ab, bei geschränktem Antrieb von F aus zunächst u, ebenfalls im Maßstab von a, und dann weiter die Überdeckung e.

525. Man findet damit den Deckungspunkt T' und damit die Lage JT' des Antriebsarmes, welche er in dem Augenblick einnimmt, in welchem sich der Daumen in seiner Anlaufstellung befindet. Damit ist der Winkel $T' J T_1$ zwischen Antriebsarm und Daumenarm gefunden; er werde mit μ bezeichnet. Um M kann man dann noch den Exzenterkreis mit r schlagen und das Diagramm in der mehrfach erörterten Weise vervollständigen. Die Größen e, u, r im Maßstabe von a findet man, indem man die gleichbenannten Längen in der in offenem Maßstab gezeichneten Fig. 159 mit $a/J_s T$ bzw. $a/J_g T$ multipliziert.

Durch das in Art. 524 und 525 erläuterte Verfahren wird erreicht, daß das dem ganzen Entwurf zugrunde gelegte Diagramm, Fig. 159, nicht nur bezüglich der Exzentrizität, sondern auch im übrigen in allen Teilen geometrisch ähnlich sich in den Ausschlag des Antriebsarmes a einfügt. Das Verfahren gilt auch für Daumengetriebe mit Zwischenhebel.

526. Wenn die **Schwinge zweiseitig** steuert, ist **die Lage des zweiten Daumens gegenüber dem ersten** und die **Lage des Antriebsarmes gegenüber der Daumenscheibe** zu bestimmen. Für beiderseits gleiche Überdeckung muß der Arm $M T'$ den Winkel $T' J T'' = 2\varkappa$ (links unten in der Fig. 162) zurücklegen, um auf der anderen Zylinderseite zu öffnen. Wird allgemein angenommen, daß die beiden zentralen Spindelführungen $J T_1$ und $J T_1''$ den Winkel φ miteinander bilden, so muß der zweite Daumen um $\varphi - 2\varkappa$ gegen den ersten versetzt sein, d. h. der Winkel $T_1 J T_2$ muß gleich $\varphi - 2\varkappa$ sein. Der Winkel φ ist nun fast stets gleich $180°$. Damit wird der Winkel $T_1 J T_2 = 180° - 2\varkappa$ und der bis zur Symmetrielinie JC gemessene halbe Winkel $= 90° - \varkappa$. Der Winkel CJT ist der Winkel zwischen Antriebsarm und der Daumensymmetrielinie. (Vgl. auch Anhang 24 Art. 35 bis 37.)

527. Es werde nun ein Schwingdaumengetriebe nach Art des in Art. 434 bis 440 für gegebene Maße untersuchten im Entwurf behandelt, d. h. ein **Getriebe mit unmittelbarem Antrieb der Ventilspindel** durch den Daumen wie bei dem im Art. 506 bis 526 behandelten, bei dem jedoch die **Mittellinie der Spindel an dem Drehpunkt des Daumens** in einem gewissen Abstande **vorbeigeführt ist,** und zwar derart, daß ein spitzer Triebwinkel entsteht. Die Umstände, welche zu dieser Anordnung führen können, sind im Art. 495 erläutert.

Es werde ferner **vorausgesetzt, daß das Getriebe nur einseitig steuert,** wie es bei Anordnung einer besonderen Steuerwelle fast stets der Fall ist. Bei einseitig steuernden Daumen wird in der Regel ein stark unsymmetrischer Daumenantrieb gewählt, obwohl seine Berechtigung, wie später (Art. 537 und 538) gezeigt ist, fraglich ist.

528. Eine nicht zentrische Spindelführung mit spitzem Triebwinkel ist auch bei zweiseitig steuernder Schwinge denkbar und zuweilen ausgeführt, obwohl hier der im Art. 495 angegebene Grund wegen der Abführung der Ventilspindeln nach auswärts nicht vorliegt. Es sollen damit die Kraftverhältnisse zwischen Daumen und Rolle und vor allem an der Ventilspindel günstiger gestaltet werden. Bei zweiseitig steuernder Schwinge wird man dabei aber den symmetrischen oder annähernd symmetrischen Antrieb wählen, der in den voraufgegangenen Artikeln angenommen wurde. Es wird nicht schwer fallen, für ein solches Getriebe die voraufgegangenen und nachfolgenden Artikel miteinander zu kombinieren.

529. Die allgemeine Anordnung des hier zu behandelnden Getriebes ist durch Fig. 152, S. 173 gegeben.

Es sei durch einen vorläufigen konstruktiven Entwurf gefunden, daß für die Vorbeiführung des Ventilspindelführungsklobens an der Nabe der Daumenschwinge ein Winkel mit $\operatorname{tg} \gamma = 0{,}4$ genügt. Dieser Winkel werde in ein Schubdaumengetriebe eingetragen (Fig. 163 links oben). Auf TW'' wird nun die gewollte Ventilerhebung h abgetragen, bis p, und durch p eine Parallele zur inneren Rast der S-Kurve gezogen und damit die senkrechte Höhe h_r des Daumens und die äußere S-Kurvenrast gefunden. Von ihr aus geht man um $\varrho + r_d'$ nach unten, zieht eine Parallele zu den Rastlinien und schlägt aus O einen Kreis mit c (vgl. Anhang 23, Art. 10 bis 12); sein Schnittpunkt mit der erwähnten Parallele liefert den Punkt N, den Mittelpunkt der Auflaufkreise der S-Kurve und der (hier nicht mit dargestellten) Daumenkurve zur äußeren Rast.

Nachdem man noch um O den Kreis mit r_s geschlagen hat, findet man die S-Kurve in der im Anhang 23 erläuterten Weise. Jetzt trägt man h_z, das wie vorher gefunden wird, in der Richtung TW'' ab bis m, schneidet mit einer Parallelen zu den Rasten in die S-Kurve bei n ein, zieht nq parallel zu TW'', so ist Tq die erforderliche Ausweichung. Man findet sie durch Ausmessen gleich 27,8 mm.

530. Diese dem Kurbelwinkel ϑ entsprechende Ausweichung werde nun wieder in Vergleich gesetzt mit dem Ausschlagbogen TC der Schwinge für den Kurbelwinkel ϑ in Fig. 159. Er wurde oben gleich 15,4 mm gefunden, jedoch für symmetrischen Antrieb. Der Aufgabe gemäß soll aber eingeschränkter Antrieb gewählt werden, weil mit demselben etwas an Gesamtausschlag gespart wird. Der Schränkungsgrad (Anhang 24, Art. 38) werde, auf die Exzentrizität bei Normalleistung bezogen, gleich 0,2 gewählt; dann ist u in dem für Fig. 159 vorgeschlagenen Maßstab gleich $0{,}2 \cdot 75 = 15$ mm; in F, Fig. 159, errichtet man ein Lot und schlägt mit der Armlänge b um T einen Kreis, welcher in das Lot im Punkte J_g einschneidet. Die Armlänge ist, wenn an dem früher angenommenen größten Ausschlagwinkel $\eta = 40$ festgehalten werden soll, eine andere als vorher, es ist

$$b = \frac{r' + u}{\sin \eta} = \frac{84{,}1 + 15}{0{,}643} = 154{,}1 \text{ mm.}$$

Um J_g schlägt man dann mit $J_g T$ einen Kreis (der in der Figur fortgelassen ist) und findet die Bogenlänge TC näherungsweise durch die Sehne gemessen gleich 15,7 mm (statt 15,4).

Die Armlänge ist jetzt im Verhältnis $27{,}8/15{,}7 = 1{,}77$ zu vergrößern, d. h. gleich $154{,}1 \cdot 1{,}77 = 276$ mm zu machen.

531. Man trage nun, Fig. 163, die S-Kurve des Drehschwingdaumens mit dieser Armlänge auf; dabei werde die Ventilspindel senkrecht gestellt und demgemäß der Arm von der Anlaufstellung T aus um den Winkel γ geneigt gezeichnet. Man trage von T aus die Länge 276 bis J_v ab, schlage um J_v mit $J_v T$ einen Kreis, welcher die vorläufige innere Rast der S-Kurve darstellt.

In der Richtung der Ventilspindelführung trage man h bis p und h_z bis m ab. Der Kreis mit $J_v p$ liefert die äußere Rast der S-Kurve. Von ihr aus gehe man an irgendeiner geeigneten Stelle um $\varrho + r_d'$ radial, d. h. nach dem Punkte J_v gerichtet, nach innen und schlage mit dem Restradius den Kreis. Von T aus geht man um r_s radial nach außen, bis O, schlägt um O Kreise mit r_s und $r_s + \varrho$. Ferner schlägt man um O einen Kreis mit c, der den zuletzt erwähnten Kreis um J_v im Punkte N schneidet. (In der Figur ist N wegen Kollision mit anderen Punkten und Linien fortgelassen.) N ist der Mittelpunkt der beiden Auflaufkreise zu den äußeren Rasten (vgl. Anhang 23, Art. 10 und 11).

Fig. 163.

532. Jetzt kann die S-Kurve und die Daumenkurve gezeichnet werden. Die Daumenkurve kann bei der Ermittlung mit dem vorläufigen Drehpunkt auch fortfallen.

Man schneidet nun von m aus mit einem Kreis um J_v in die S-Kurve in n ein, zieht von n aus eine Tangente an den Kreis, welcher mit dem Abstande t_v des Punktes J_v von der Ventilführungsrichtung um J_v geschlagen ist (Anhang 23, Art. 17) und findet q.

533. Alsdann trägt man den Orientierungswinkel $\tau = \tau_g$ aus Fig. 159 in Fig. 163 ein (bei symmetrischem Antrieb hätte man τ_s als τ zu über-

tragen gehabt), errichtet in T auf der Richtung TM ein Lot nach beiden Richtungen, welches die Deckungslinie darstellt.

Von q fällt man auf die Deckungslinie das Lot g_1, dessen Länge die Grundlage für die Maßstabsbestimmung des Steuerungskreises bildet und bei den Maßverhältnissen des Beispiels gleich 24,0 mm gemessen wird.

Durch Multiplikation der Größen e, r, r', u aus Fig. 159 mit dem Verhältnis $g_1/g = 24{,}0/13{,}3 = 1{,}805$ findet man

$$e_1 = 58{,}5 \cdot 1{,}805 = 105{,}6, \qquad r_1 = 75 \cdot 1{,}805 = 135{,}4,$$
$$r_1' = 84{,}1 \cdot 1{,}805 = 151{,}8, \qquad u_1 = 15 \cdot 1{,}805 = 27{,}1.$$

534. Zunächst trage man e_1 von T auf der Richtung TM ab und findet damit M. Darauf schlage man um M den Kreis mit r_1 und trage den Winkel $90° - \delta$ von MT aus ab, um damit die Richtung MH der Kolbenweglinie zu erhalten. Alles ganz entsprechend Art. 512 u. 513. Projiziert man noch den Punkt q senkrecht zu MT auf die Schwingbahn, so findet man den Punkt E und kann nun prüfen, ob der Winkel HME gleich dem Winkel ϑ in Fig. 159 ist.

535. Auf der Verlängerung von TM trägt man u_1 ab; in F errichtet man auf TF das Lot. Dieses trifft den Daumenarm in seinem wahren Drehpunkt J. Die Abweichungen, welche sich daraus für den Daumen ergeben, sind wieder so gering, daß eine Neuauftragung nur noch zum Zwecke der endgültigen Festlegung der Konstruktion, nicht zur nochmaligen Korrektur der Armlänge JT erforderlich sein wird. Es gilt hier das gleiche, was im Art. 514 für das Getriebe mit zentraler Ventilspindelführung gesagt ist. Die gedrehten Ventilspindelrichtungen berühren hernach einen Kreis, der mit dem Abstande t des Punktes J von der Ventilspindel um J geschlagen ist.

536. Mit der Neuauftragung des Daumens kann wieder (vgl. Art. 515) die Verkleinerung des Getriebes auf natürliche Größe verbunden werden, wenn der Entwurf in vergrößertem Maßstab stattfand. Die S-Kurve wird man dabei (wie beim zentralen Getriebe) fortlassen; statt der inneren Rast der Daumenkurve wird man die Spannkurve einführen (Art. 515).

Die Bestimmung der Länge des Antriebsarmes findet nach Art. 520 bis 523 statt, wo schon der Fall des geschränkten Antriebes unter Bezugnahme auf die Fig. 163 mitbehandelt wurde. Dasselbe gilt von der Festlegung des Winkels μ zwischen Antriebs- und Daumenarm (Art. 524 u. 525). Da einseitig steuernde Daumen vorwiegend bei Antrieb von einer besonderen Steuerwelle vorkommen, ist die Deckungszentrale TE hier meist stark gegen die Vertikale geneigt.

Der Daumen schlägt, während das Ventil geschlossen ist, stark in der Richtung nach der Ventilspindel aus, die das Durchschlagen des Daumens gestatten muß; vgl. Fig. 152 und Art. 542.

537. Im Anschluß an die vorstehende Entwickelung des Entwurfs eines Daumens mit stark geschränktem Antrieb werde, besonders unter Bezugnahme auf Art. 527 und 530, die **Frage der Zweckmäßigkeit des geschränkten Antriebes** für einseitig steuernde Daumen erörtert, obwohl sie allgemeinere Bedeutung hat und auch für Daumengetriebe mit Zwischenhebel gilt (vgl. auch Anhang 24, Art. 38).

Wenn der Radius des Exzenterkreises und die Armlänge a als gegeben angenommen werden und ferner die Diagrammüberdeckung zwecks Erzielung gleicher Füllungen in den beiden Vergleichsfällen gleich groß an-

genommen wird, so ergibt offenbar der geschränkte Antrieb für gleiche Ausschläge in der Schubrichtung (d. h. in der Richtung der Deckungszentrale) einen größeren Ausschlag des Antriebspunktes auf der Schwingbahn in der Öffnungsrichtung, da der Ausschlagbogen $T'Q$, Fig. 163, stärker gegen die Deckungszentrale geneigt ist und die Projektionslinien zur Aufsuchung zusammengehöriger Punkte nach Anhang 24 senkrecht auf der Deckungszentrale stehen.

Wenn dann noch der Radius der inneren S-Kurvenrast und die Daumenkurve in beiden Fällen gleich sind, auch gleiche Triebwinkel vorausgesetzt werden, ergeben sich damit bei dem geschränkten Antrieb günstigere Öffnungs- und Abschlußverhältnisse für das Ventil. Der Daumenausschlag bei geöffnetem Ventil wird durch die Schränkung vergrößert, der bei geschlossenem Ventil verkleinert.

538. Solche Überlegungen mögen der Anlaß zur Bevorzugung des geschränkten Antriebes bei einseitig steuernden Daumen gewesen sein. Die den vorstehenden Schlußfolgerungen zugrunde gelegten Gleichsetzungen sind aber nur berechtigt, wenn der erreichte Ausschlagwinkel η verhältnismäßig klein ist.

Nähert man sich aber mit ihm dem zulässigen Maximum und geht in beiden Fällen von dem gleichen zulässigen Winkel η aus, so erweist sich der symmetrische Antrieb auch für einseitig steuernde Daumen als der vorteilhaftere.

Zunächst ist bei Beachtung der zum Art. 38 des Anhanges 24 gehörigen Figuren einleuchtend, daß bei Begrenzung des Ausschlagwinkels η der Gesamtausschlag nach beiden Seiten bei symmetrischem Antrieb, bei dem F mit M zusammenfällt, größer ist als bei geschränktem Antrieb, weil beim symmetrischen Antrieb der zugelassene größte Ausschlagwinkel η nach beiden Richtungen erreicht wird.

Dann ergab sich in Fig. 159 nach Art. 506 und 530 für den gleichen Winkel η bei dem geschränkten Antrieb eine wesentlich größere Daumenarmlänge $J_g T$ als bei dem symmetrischen Antrieb, bei welchem sie gleich $J_v T$ ist. Daß sich mit einer großen Daumenarmlänge bei gleichem Winkelausschlag mehr erreichen läßt als mit einer kleinen, ist selbstverständlich. Man hätte beim symmetrischen Antrieb die Armlänge über das gefundene Maß nur etwas vergrößern brauchen, ohne das bei geschränktem gefundene Maß zu erreichen, um den Gewinn, der sich bei letzterem durch den etwas größeren Bogen TC ergibt, auszugleichen. Dabei wäre dann noch nicht einmal der volle zugelassene Winkel η erreicht, und das Getriebe auch kompendiöser geblieben.

Die Betrachtungen sind noch unabhängig von der Frage des spitzen und rechten Triebwinkels, die hier ausscheiden soll und auch mit den benutzten Größen der Fig. 159 nichts zu tun hat. Die Endergebnisse der beiden Entwürfe sind jedoch nicht unmittelbar miteinander vergleichbar, da der eine für rechten Triebwinkel durchgeführt ist, der andere für spitzen. Es lassen sich aber beide durch Annahme gleicher Triebwinkel auch in den Endergebnissen vergleichbar machen.

539. Es soll nun noch der Entwurf und die Größenbestimmung von **Daumengetrieben mit Zwischenhebel** behandelt werden. Man hat bei dieser Art von Getrieben zu unterscheiden: Getriebe mit Daumen an der von der Exzenterstange angetriebenen Schwinge und Getriebe mit Daumen am Übertragungshebel (Ventilhebel). Der erste Fall, der zuerst behandelt

werden soll, kommt den bisher besprochenen Anordnungen am nächsten; man wird ihn, nachdem man vorweg das Hebelverhältnis f/v, Fig. 164, des Ventilhebels gewählt hat und sich über den Triebwinkel entschieden hat, ganz ähnlich behandeln können wie die voraufgegangenen Aufgaben. Ein Getriebe dieser Art ist für gegebene Maße schon weiter vorn (Art. 424 bis 433) untersucht.

540. Bei Einschaltung eines Zwischenhebels kommt neben dem rechten Triebwinkel vielfach der stumpfe Triebwinkel zur Anwendung, weil infolge der Aufnahme der Seitendrucke des Daumens durch den Zapfen des Zwischenhebels Selbstsperrung weniger zu befürchten ist. Der stumpfe Triebwinkel hat nach Art. 491 bis 497 den Vorteil einer großen Übersetzung vom Daumen auf die Rolle.

Selbstverständlich gibt es auch hier für die Größe des Triebwinkels eine Grenze, weil auch die Daumendrucke mit zunehmendem Triebwinkel wachsen und schließlich bei allzu großem Winkel auch die Selbstsperrungsgefahr nicht ausgeschlossen ist. Diese Frage ist noch weiter ausgeführt bei dem Daumengetriebe mit Daumen am Ventilhebel (Art. 553), bei welchem man, da die anderen Mittel zur Übersetzung nicht so gut ausnutzbar sind wie hier, mit der Größe des Triebwinkels noch etwas weiter geht.

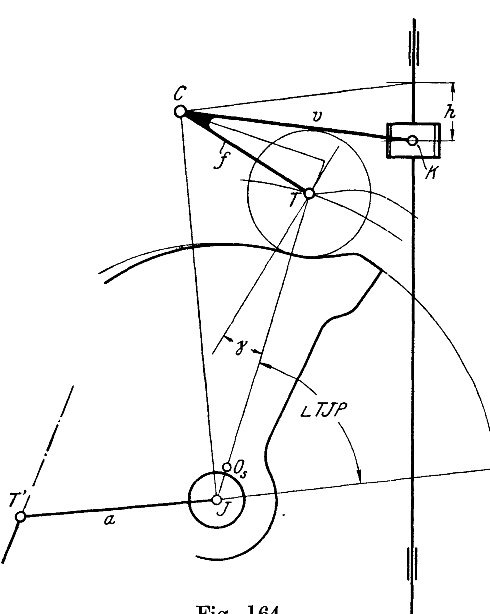


Fig. 164.

541. Man trage zunächst eine Gerippskizze des Getriebes nach Art der Fig. 164 auf, in welcher vor allem das Hebelverhältnis f/v (nicht aber die wahren Größen der Hebelarme, die erst bestimmt werden sollen) und das Dreieck CTJ (ebenfalls in offenem Maßstab) festzulegen ist. Die Armlänge a und der Winkel $T'JT$ wird erst ganz am Schluß und nach dem in den Art. 520 bis 525 erläuterten Verfahren bestimmt. Auch der Winkel KCT wird durch die nachstehende Entwicklung nicht festgelegt, sondern kann noch nachträglich geändert werden, wenn die Unterbringung des Getriebes in dem Hebelstuhl dies wünschenswert macht. Das ganze Dreieck CTJ muß bei dieser Änderung mitgedreht werden. Die Änderung des Winkels KCT hat vor der endgültigen Wahl von a und der Festlegung des Winkels $T'JT$ zu erfolgen.

542. Zu beachten ist, daß bei der in Fig. 164 gewählten Disposition die Daumenschwinge durch die Ventilspindel hindurchschlägt. Der Führungskörper, der auch die Angriffskonstruktion für den Hebel CK enthält, ist daher soweit herabzuführen, daß die eigentliche Ventilspindel erst unterhalb des vom ausschlagenden Daumen beanspruchten Raumes beginnt. Der in der Regel in Guß hergestellte Führungskörper läßt sich leicht so ausbilden, daß die Daumenschwinge durchschlagen kann. Der

Ausschlag des Daumens, in der Richtung nach der Ventilspindel hin, ist bei Einlaßsteuerungen sehr groß. Der Ausschlagwinkel TJP von der Anlaufstellung JT aus gemessen wird durch Bestimmung des Punktes P nach dem im Anhang 24, Art. 12 erläuterten Verfahren gefunden. Das gleiche gilt übrigens auch von dem Getriebe Fig. 152 und 163. In Fig. 152 ist der Daumen in ausgeschlagener Lage in dünnen Linien gezeichnet.

543. Der Winkel CTJ ist gleich dem Triebwinkel; denn die Senkrechte auf JT in T stellt die Schubrichtung des Daumens, die Senkrechte auf CT in T die Hubrichtung der Rolle dar (Art. 497). Die Arme bilden aber denselben Winkel miteinander wie ihre Senkrechten. Der Triebwinkel ist bei den Annahmen der Fig. 164 stumpf.

Für die Größenbestimmung des Daumengetriebes werde wieder von einer Daumenschiene ausgegangen. Für die Abtragung der Führungsrichtung werde der Winkel γ benutzt, den die Senkrechte auf CT mit TJ bildet.

Das Hebelarmverhältnis CT/CK sei gleich 0,65, dann stehen Daumenhöhe in der Rollenhubrichtung gemessen zur Ventilhubhöhe sehr gut angenähert im Verhältnis 0,65/1. An der bisherigen Ventilhubhöhe von 10 mm werde festgehalten. Die erforderliche Rollenerhebung h' ist dann rund gleich $0{,}65 \cdot h = 6{,}5$ mm. Das Getriebe werde wieder in zweifach natürlicher Größe aufgetragen. Man findet dann die Daumenhöhe in diesem Maßstab, indem man $2 \cdot 6{,}5 = 13$ mm in der Richtung TW', Fig. 165, aufträgt, bis p und durch p die Horizontale zieht.

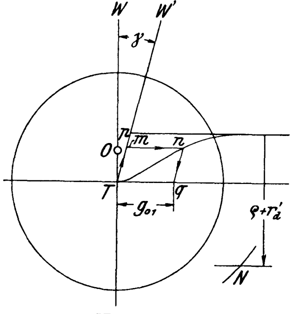


Fig. 165.

544. Hinsichtlich der Rollen und Daumenmaße ist zu beachten, was im Art. 453 gesagt ist. Würde man die Maße auf h' beziehen, so würde $\varrho = 6 + 6{,}5 = 12{,}5$ mm werden, statt wie vorher bei Beziehung auf h gleich 16 mm. Gewählt werde $\varrho = 14$ mm. Ebenso mögen die anderen Maße gegen die bei direktem Antrieb gewählten etwas herabgesetzt werden, $r_s = 4$ mm, $r_d' = 3$ mm. Der Zuschlag αh für die Bestimmung der Länge c werde jedoch mit 1 mm beibehalten. Mit dieser für die kleineren sonstigen Maße etwas reichlicheren Größe wird die Kurve etwas schlanker und die eingeschaltete Gerade etwas länger, was bei dem stumpfen Triebwinkel rätlich ist, um nicht gar zu große Beschleunigungen und Daumendrucke zu erhalten. Eine ähnliche Wirkung würde ein etwas reichlicheres r_s haben. Wegen des stumpfen Triebwinkels und der Übersetzung im Ventilhebel werden die Maße der Antriebsteile trotz des schlankeren Verlaufs der Daumenkurve recht günstig und klein.

545. In Fig. 165 ist die S-Kurve des für die vorläufige Maßbestimmung dienenden Schubdaumens mit den vorstehenden Maßverhältnissen in kleinerem Maßstab aufgetragen.

Das Maß c wird gleich $4 + 14 + 3 + 1$ gleich 22 (vgl. Art. 483 und 529).

Der Kreis mit der doppelten Größe um O schneidet in die Horizontale, welche im Abstande $\varrho + r_d'$ von der äußeren S-Kurvenrast gezogen ist, in N ein; die S-Kurve wird dann in bekannter Weise gezeichnet.

Von T aus geht man in der Führungsrichtung TW' des Rollenmittelpunktes, indem man die Tangente statt der kreisförmigen Führungsbahn

einführt, um h_z (gleich 0,65 des früheren Betrages) aufwärts bis m und dann weiter über n nach q.

Tq wird gleich 15,0 mm gemessen. Der Bogen TC in Fig. 159 wurde gleich 15,4 gemessen. Es werde symmetrischer Antrieb angenommen, bei welchem $b = 130{,}8$ mm gefunden wurde. Die vorläufige Länge des Daumenarmes in doppelter Größe ist also

$$130{,}8 \cdot \frac{15{,}0}{15{,}4} = 127{,}8.$$

546. Mit diesem Radius der inneren Rast der S-Kurve werde jetzt die S-Kurve neu aufgetragen, Fig. 166.

Alsdann zeichne man das Dreieck $T J_v C_v$ geometrisch ähnlich dem Dreieck JTC in Fig. 164 ein. Um C_v schlage man den Kreis mit $C_v T$, die Führungsbahn des Rollenmittelpunktes darstellend. In diesen Kreis schneidet man mit einem Kreis mit h' um T ein in p (indem man jetzt die Sehne statt der Tangente des Bogens einführt), der Kreis mit $J_v p$ um J_v liefert die äußere Rast der S-Kurve.

Fig. 166.

Ferner schneidet man mīt einem Kreis, den man mit dem Radius h_z' um T schlägt, in m ein und von m aus mit einem Kreis um J_v in die S-Kurve in n ein. Von n aus gelangt man nach q auf der gedrehten Führungsbahn des Rollenmittelpunktes gemäß Anhang 23, Art. 18: Man schlägt um n einen Kreis mit TC_v, welcher den Kreis mit $J_v C_v$ um J_v in n' schneidet. Um n' schlägt man alsdann den Kreis mit $n'n$ bis zum Punkte q.

547. Man trägt um nun Winkel τ_s aus Fig. 159 als τ von TJ_v aus ab und zieht durch T die Senkrechte zur Richtung TM, auf der M zunächst noch nicht bekannt ist. Die Länge g_1 des Lotes von q aus auf diese Senkrechte bildet wieder die Grundlage für die Größenbestimmung des Getriebes. Sie wird gefunden gleich 14,6 mm. Das Maß g in Fig. 159 war gleich 13,3 gemessen; demgemäß hat eine Vergrößerung des Steuerungsdiagramms im Verhältnis 14,6/13,3 = 1,1 stattzufinden. Es ist also zu machen, wenn in Fig. 159 $e = 58{,}5$, $r = 75$, $r' = 84{,}1$ ist,

$$e_1 = 58{,}5 \cdot 1{,}1 = 64{,}2; \qquad r_1 = 75 \cdot 1{,}1 = 82{,}3; \qquad r_1' = 84{,}1 \cdot 1{,}1 = 92{,}3.$$

548. Man trägt e_1 von T aus ab und findet M. In M errichtet man das Lot auf TM und findet den endgültigen Drehpunkt J. Das Dreieck $J_v T C_v$ wird nun durch Ziehen der Parallele JC zu $J_v C_v$ geometrisch

ähnlich vergrößert. C ist der endgültige Drehpunkt des Winkelhebels für die Rolle und des Ventils.

Das Bogenviereck $Tmnq$ erhält durch die Korrektur auf allen Seiten andere Radien. Man wird jedoch finden, daß die Bögen kaum sichtbar von den ersten abweichen, da sie mit diesen in den Ausgangspunkten gemeinsame Tangenten haben und im Vergleich zu den Radien sehr kurz sind. Um das auch für den Bogen $n\,q$ nachzuweisen, wendet man wieder das im Anhang 23 erläuterte allgemeine Verfahren an: Man schlägt mit TC um n einen Kreis und schneidet mit ihm in den um J mit JC geschlagenen Kreis ein; der Schnittpunkt n'' ist der Mittelpunkt des mit $n''\,n$ zu schlagenden Kreises.

549. Für die Verzeichnung der Ventilerhebungskurven ist es wegen der mehrfachen Aufsuchung der Mittelpunkte auf dem durch C gehenden Kreise bequemer und wegen der weniger zahlreichen Übertragungen auch zeichnerisch genauer, den Steuerungskreis nach C zu verlegen (gemäß Art. 429 und Anhang 24, Art. 30). Während aber im Art. 429 die Eintragung ausgehend von dem Antriebsarm aus stattfand, bildet hier der Steuerungskreis am Daumen den Ausgangspunkt, entsprechend dem allgemeinen Grundsatz, daß beim Entwurf eines Daumens der entgegengesetzte Weg zu verfolgen ist wie bei der Untersuchung eines gegebenen Daumens (Art. 499).

Zum Zwecke der Verlegung des Steuerungskreises ist der Winkel τ in C von CJ aus abzutragen. Die Überdeckung e_1 ist im Verhältnis JC/JT zu vergrößern und, nachdem der Mittelpunkt des Steuerungskreises durch Abtragen der Überdeckung von C aus gefunden ist, der Steuerungskreis mit dem ebenfalls im Verhältnis JC/JT vergrößerten Radius r_1 zu schlagen. Die Mittelpunkte $n''\ldots$ werden dann unmittelbar durch Projektion der Exzenterkreispunkte auf die ideelle Schwingbahn des Punktes C senkrecht zur verlegten Deckungszentrale gefunden, wie das schon im Art. 429 und 430 erläutert ist. Die Verlegung des Steuerungskreises ist in Fig. 166 nur bis zur Eintragung des Winkels τ durchgeführt.

550. Man kann jetzt das Getriebe mit den neuen Maßen auftragen, wobei man jedoch an den Maßen des Daumens mit Ausnahme der Radien der Ruhekreise festhält. Auch der Steuerungskreis bleibt, wenn er von T aus aufgetragen wird, von der Änderung der Armlänge $J_v T$ unberührt.

Die Armlänge CK, Fig. 166, ist in der endgültigen Figur zu machen

$$CK = \frac{v}{f}\,CT \quad \text{oder mit den Annahmen des Beispiels} \quad = \frac{CT}{0{,}65},$$

worin CT die Länge in Fig. 166 bedeutet.

Die Neuauftragung kann auch, wenn der Entwurf in größerem Maßstab stattfand, gleich in natürlicher Größe erfolgen. An Stelle der inneren Rast der Daumenkurve wird man die Spannkurve (nach Anhang 23, Art. 7 u. 8) mit Mittelpunkt in O_s zur Ausführung bringen.

Die Wahl der Armlänge a, die Bestimmung des Winkels μ und die Eintragung des wahren Steuerungskreises in die Schwingbahn des Antriebspunktes findet nach dem in den Art. 520 bis 524 erläuterten Verfahren statt.

551. Wenn man den geschränkten Antrieb gewählt hätte, so wäre (unter Voraussetzung des gleichen Grenzwinkels η für symmetrischen und geschränkten Antrieb) TJ_v in Fig. 166 mit Benutzung der Fig. 159 im

Verhältnis TJ_g/TJ_s größer zu machen gewesen. Von M aus hätte man $u_1 = u \cdot 1{,}1$ abzutragen und in dem damit gefundenen Punkt F das Lot zu errichten gehabt, dessen Schnittpunkt mit TJ_v in diesem Falle den Drehpunkt J liefert. Bei der Bestimmung von μ und der Eintragung des Steuerungskreises in die Schwingbahn des Antriebspunktes ist nach den in den Art. 524 bis 525 für geschränkten Antrieb gegebenen Erläuterungen zu verfahren. Über Gewinn oder Nichtgewinn bei der Schränkung gilt das in Art. 537 und 538 Gesagte.

552. Es soll nun noch die zweite Form des Daumengetriebes mit Zwischenhebel behandelt werden, nämlich das **Getriebe mit Daumen am Ventilhebel** (Daumen an der Springe, Rolle an der Schwinge, vgl. An-

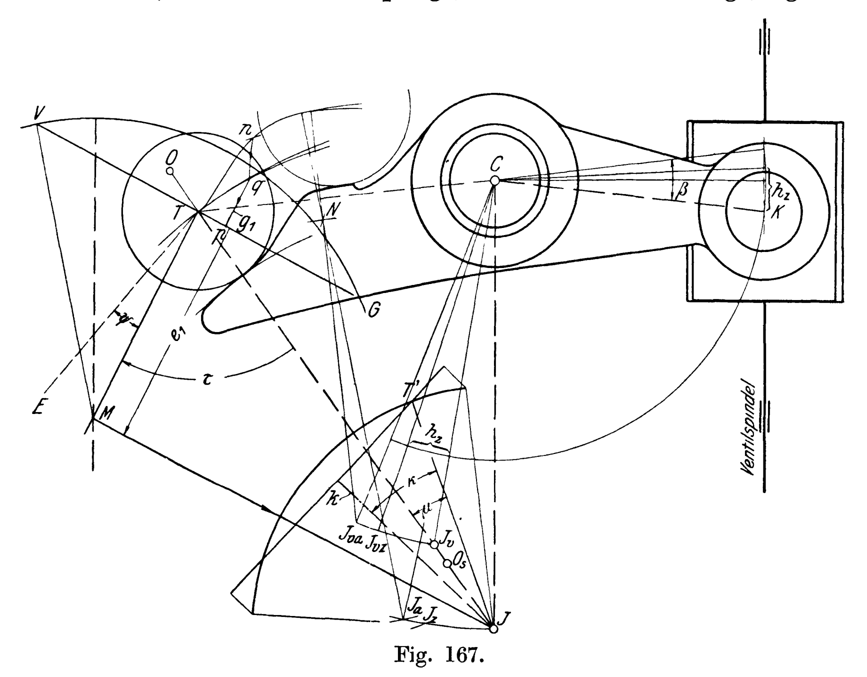


Fig. 167.

hang 23, Art. 19 bis 25). Beim Entwurf dieses Getriebes geht man zweckmäßig einen etwas anderen Weg, als er für das Getriebe mit Daumen an der Schwinge vorgeschlagen wurde.

Von der Bezugnahme auf die Daumenschiene oder ihre kinematische Umkehrung, welche diesem Getriebe näherstehen würde, werde hier abgesehen. Statt dessen mögen die vorläufigen Armlängen nach Faustregeln gewählt werden. Für die Aufstellung derselben ist zu beachten, daß bei kleinen Getrieben die Armlängen verhältnismäßig größer gewählt werden müssen als bei großen, um für die verhältnismäßig größeren Zapfen, Naben und anderen Konstruktionselementen den nötigen Platz zu gewinnen.

Die Armlänge CK, Fig. 167, werde vorläufig gleich 15 mm $+ 3h$ gewählt. Durch diese Wahl ist dann auch der Ausschlagwinkel des Daumenhebels schon vorläufig bestimmt. Der Abstand CJ_v der beiden Drehpunkte mag gleich dem 1,5fachen, die Armlänge CT gleich dem 1,1fachen von CK gemacht werden.

553. Der Winkel $C\,T\,J_v$ bestimmt den Triebwinkel, wie man erkennt, wenn man die Lote in T auf $T\,J_v$ und $T\,C$ errichtet und beachtet, was im Art. 491 bis 497 über den Begriff des stumpfen und spitzen Triebwinkels gesagt ist. Man wendet bei diesem Getriebe meist den stumpfen Triebwinkel an, womit der Winkel $C\,T\,J_v$ ein spitzer wird (vgl. auch Art. 540). Zu groß darf man den Triebwinkel (zu klein den Winkel $C\,T\,J_v$) gemäß Art. 540 nicht wählen. Die Wahl wird im Zusammenhang mit der gewählten Form der Daumenkurve stehen. Je flacher die Daumenkurve gebildet ist, um so größer darf der Triebwinkel (um so kleiner der Winkel $C\,T\,J_v$) sein. Große Triebwinkel und steile Daumenkurven vertragen sich nicht miteinander. Ihre Vereinigung ergibt zwar große Übersetzungen, aber auch starke Daumendrucke und unter Umständen Selbstsperrung.

Man gewinnt für die daraus entstehende Gefahr einen Einblick, wenn man nach Anhang 23, Art. 25 die Bögen zwischen der S-Kurve und der verlängerten inneren S-Kurvenrast um C schlägt: Wenn diese Bögen an einzelnen Stellen zu flach in die S-Kurve einschneiden, besteht die Gefahr übermäßig starker Daumendrucke oder gar der Selbstsperrung.

Der Winkel $C\,T\,J_v$ ist in der Fig. 167 gleich 60°, der Triebwinkel also gleich 180° − 60° = 120° angenommen. Dabei ist aber die Daumenkurve, durch ein etwas größeres r_s der S-Kurve weniger steil gewählt als bei den voraufgegangenen Aufgaben.

554. Der Winkel $K\,C\,T$ kann beliebig angenommen werden und erst nachträglich nach äußeren Rücksichten, z. B. nach der Forderung, daß die Punkte C und J senkrecht untereinander liegen sollen, bestimmt werden. Am einfachsten nimmt man ihn für die Maßbestimmung zunächst gleich 180° an. In der Figur ist er aus Nebenrücksichten kleiner als 180°, und zwar, dem Nachfolgenden schon vorgreifend, so gewählt, daß der erst später gefundene Punkt J senkrecht unter C zu liegen kommt, was jedoch bei dem hier gewählten Gang der Entwicklung nicht von vornherein angenommen werden kann, wenn man diese, übrigens nebensächliche, Forderung stellt.

Der Abstand $C\,J_v$ ist in der Fig. 167 absichtlich kleiner angenommen, als oben vorgeschlagen wurde, um damit gewisse Unterschiede bei der Entwicklung stärker in Erscheinung treten zu lassen und zu zeigen, daß das Verfahren doch schnell zum Endziel führt, auch wenn man sich in der ersten Annahme dieser an sich wichtigen Länge stark vergreift.

555. Die Radien für die Teile der Daumenkurve und der S-Kurve sowie der Rollenradius mögen in Anlehnung an die in den Art. 449 bis 465 gemachten Vorschläge mit Benutzung der geforderten Ventilhubhöhe h als Grundgröße gewählt werden. Es werde etwas abweichend von der bei den voraufgegangenen Aufgaben getroffenen Wahl gesetzt:

$$r_s = 8 \text{ mm}, \qquad \varrho = 12{,}5, \qquad r_d' = 5 \text{ mm}.$$

Damit kann die Daumenkurve nach Anhang 23, Art. 10 und 11 verzeichnet werden. Statt des dort mit J bezeichneten Drehpunktes des Rollenarmes ist dabei der vorläufige Drehpunkt J_v zu benutzen, da der endgültige erst später gefunden wird.

556. Im Anhang 23, Art. 25 wurde weiter gezeigt, wie für einen gegebenen Ausschlag des Rollenarmes die zugehörige Ventilerhebung gefunden wird. Beim Entwurf ist die umgekehrte Aufgabe zu lösen, zu einer gewollten Ventilerhebung h_z den zugehörigen Ausschlag des Rollenarmes

zu finden, wenigstens wenn man, um nicht auf Probieren angewiesen zu sein, an dem bei den bisher behandelten Getrieben befolgten Grundsatz und Vorschlag des Verfassers festhält, das Getriebe so zu bestimmen, daß es hinsichtlich der Drosselung einer vorher ermittelten Schiebersteuerung gleichkommt. Dieser Grundsatz soll auch hier innegehalten werden, weil seine einheitliche Anwendung auch einen Vergleich verschiedenartiger Daumengetriebe unter sich gestattet.

557. Die unmittelbare Umkehrung des im Anhang 23 behandelten Verfahrens ist nicht möglich oder führt doch nur bei probeweisem Einschneiden in die S-Kurve mit Kreisen, welche um C mit verschiedenen Radien geschlagen werden, nach und nach zum Ziel.

Um zu dem Ziel unmittelbar und systematisch zu gelangen, kann folgende Überlegung nebst Verfahren des Verfassers dienen:

Man denkt sich den Daumen und damit auch die S-Kurve fest und zur Untersuchung der Relativbewegung das feste System, das durch die Verbindungslinie der beiden festen Punkte C und J_v repräsentiert wird, entgegen dem Drehsinn des Daumenhebels um C gedreht. Bei dieser Drehung bewegt sich der untere Punkt des Armes TJ auf dem Kreise $J_v J_{vz}$ um C. Der obere Punkt von T aus auf der S-Kurve aufwärts, indem der Kraftanschluß der Rolle an den Daumen einesteils durch die Ventilfeder (welche den Ventilhebel rechts herum zu drehen strebt), anderenteils durch die Antriebskraft des Armes erhalten bleibt. Wenn nun zunächst $J_v C J_{vz}$ irgendein beliebig angenommener Drehwinkel des Daumens ist, findet man offenbar die zugehörige Lage des Rollenmittelpunktes oder der an seiner Stelle gedachten Schneide auf der S-Kurve, indem man um J_{vz} mit der Länge $J_v T$ den Kreis schlägt und mit ihm in die S-Kurve einschneidet. Von dem Schnittpunkte n aus findet man dann, gemäß Anhang 23, Art. 25, den Punkt q durch den Kreis mit Cn um C, den der Rollenarm machen muß, um den Ausschlag $J_v C J_{vz}$ des Ventilhebels in entgegengesetztem Drehsinne hervorzubringen.

558. Wenn nun $J_v C J_{vz}$ nicht ein beliebiger, sondern derjenige Drehwinkel des Ventilhebels ist, bei welchem für den Rückgang die Drosselung soll beginnen dürfen, so entspricht dem Bogen Tq der Bogen TC in Fig. 159. Es müssen sich die Bögen verhalten wie die Armlängen, wenn die gleichen Winkelausschläge erreicht werden sollen, wie in Fig. 159 unter Wahl von η angenommen wurde. Das wird wegen der willkürlichen Wahl von CJ_v nach einer Faustregel zunächst nicht der Fall sein. J_v muß auf der Richtung TJ_v verschoben werden, wobei sich die Länge des Rollenarmes vergrößert oder verkleinert. Der Betrag der Verschiebung hängt außer von dem Verhältnis der Bogenlängen Tq und TC in beiden Figuren noch von dem gewollten oder zugelassenen Gesamtausschlag und von der angenommenen Schränkung des Antriebes ab.

559. Zu der Frage des Exzenterantriebes beim Getriebe mit Daumen am Ventilhebel (an der Springe) ist folgendes zu bemerken: die Exzenterstange greift bei diesem Getriebe meist unmittelbar am Rollenmittelpunkt an. Diese äußerlich einfache Anordnung (von Schwabe-Proell) ist jedoch nur gut verwendbar, wenn die Steuerwelle eine dafür günstige Lage hat. Anderenfalls muß man, so gut es geht, bei dieser Anordnung zwischen den verschiedenen Anforderungen vermitteln und kann nicht vorweg über den größten Winkelausschlag des Armes und über die Schränkung oder Symmetrie des Antriebes verfügen.

Deshalb möge der allgemeinere Fall, daß der mit dem Rollenarm verbundene Antriebsarm einen von 0° verschiedenen, erst am Ende des Entwurfs festzustellenden Winkel μ bildet, vorweg behandelt werden. Es kann dann wieder von dem allgemeinen Steuerungsdiagramm, Fig. 159, ausgegangen werden und nach Ermessen der symmetrischen oder mehr oder weniger geschränkte Antrieb gewählt werden.

560. Um die Verlegung des Drehpunktes von J_v nach J zu finden, verfährt man ganz entsprechend den früheren Aufgaben. Es möge angesichts der Feststellungen in Art. 537 und 538 der symmetrische Antrieb gewählt werden. Man trägt den Winkel τ, den man als τ_s der Fig. 159 entnimmt ohne Rücksicht auf die wahre Lage der Exzenterwellenmitte in T, von $T J_v$ aus ab, zieht durch T die Senkrechte zu dem freien Schenkel von τ und fällt auf sie das Lot g_1 von q aus. Das Verhältnis g_1/g bestimmt den Maßstab des in das Daumengetriebe einzutragenden Exzenterkreises. Es ist, unter Bezugnahme auf Fig. 159 und 167,

$$e_1 = e\frac{g_1}{g}, \qquad r_1 = r\frac{g_1}{g}, \qquad r_1' = r'\frac{g_1}{g}.$$

Zunächst trägt man e_1 auf dem freien Schenkel des Winkels τ von T aus ab und findet M. Um M schlägt man dann die Exzenterkreise mit r_1, r_1' usw. und kann weiter die Kolbenweglinien und gewünschtenfalls auch die Scheitellinie eintragen.

In M errichtet man auf TM das Lot. Der Schnittpunkt desselben mit der Richtung $T J_v$ liefert den neuen Drehpunkt J. Man schlägt nun mit CJ den Kreis um C und mit der Länge TJ den Kreis um n, welcher den mit CJ um C geschlagenen Kreis in J_z schneidet.

561. Wenn man jetzt unter Beibehaltung der ursprünglichen Daumenkurve den Linienzug $n\,q\,p$ erneut zeichnet mit J als Mittelpunkt für die innere Rast und J_z als Mittelpunkt für den in n einschneidenden Kreis, so wird man keine für das Auge erkennbare Abweichung der Länge g_1 gegenüber der zuerst ermittelten finden. Das liegt daran, daß der Punkt n nach dem Verfahren unverändert bleibt und die Bögen um J_v und J in T eine gemeinsame Tangente haben, so daß auf dem kurzen Stück bis q die Abweichung nicht erkennbar sein wird[1]).

Der Drehwinkel $J C J_z$ ist gleich dem Drehwinkel $J_v C J_{vz}$ geblieben, was daraus folgt, daß der Bogen $n\,q$ den Drehwinkel ebenfalls bestimmt und unverändert für beide Teile gilt.

562. Es gilt das jedoch nicht auch für den Gesamtausschlag. Dieser erfährt durch die Verlegung von J eine merkbare Veränderung, wenn man an dem Ausschlag $n\,q$ festhält. Diese ist zwar kleiner, als sie bei der von der Faustregel abweichenden Wahl von $J_v T$ erscheint, immerhin aber doch erkennbar. Man wird die Abweichung in folgender Weise feststellen und den endgültigen Gesamtausschlag festlegen können:

Die Daumenkurve zwischen den Punkten T und n muß bei den Änderungen unverändert bleiben, da die Lage des Punktes n die Grundlage

---

[1]) Bei der hier gegenüber der Faustregel stark verkürzt angenommenen Länge des Armes $J_v T$ ist bei q eine kleine Abweichung um einen Bruchteil eines Millimeters erkennbar, wenn die Auftragung in doppelt natürlicher Größe stattfand. Bei Benutzung der Faustregel wird auch dieser Unterschied für das Auge verschwinden. Sollte er in einem Falle, in dem die Faustregel weniger gut paßt, größer ausfallen, als man zulassen möchte, so kann man eine nochmalige Verlegung von J vornehmen, nachdem g_1 und e_1 neu bestimmt sind. Beachte jedoch das in Art. 518 Gesagte.

der ganzen Größenermittlung bildet; dazu muß auch die Lage des Punktes N und der Radius des Übergangskreises auf die äußere Rast erhalten bleiben. Um gleichwohl mit der mit der neuen Armlänge JT geschlagenen äußeren Rast in den Übergangskreis tangential einzulaufen, verfährt man folgendermaßen:

Man schlägt mit der um $(r_d' + \varrho)$ verminderten Länge JT einen Kreis um N. Dieser schneidet den um C mit CJ geschlagenen Kreis in J_a. Wenn man jetzt um J_a den Kreis mit JT $(= JN + r_d' + \varrho)$ schlägt, so läuft dieser in den ursprünglichen Kreis um N mit $r_d' + \varrho$ ein, nur an einer etwas anderen Stelle, die sich durch die Richtung $J_a N$ bestimmt.

563. Der Winkel JCJ_a wird nun nicht mehr genau mit dem Winkel $J_v C J_{va}$ oder dem gewollten Ausschlagwinkel β übereinstimmen. Es hat auch keinen Zweck, dies zu fordern oder auch nur zu erstreben; denn es sind durch die Konstruktion die beiden wichtigen Bedingungen erfüllt, daß der Drosselweg bei der Entwurfsfüllung eine bestimmte Länge hat und die gewählte Füllung erhalten bleibt.

Die gleich o_m gemachte Hubhöhe des Ventils, die bei gewählter Armlänge durch den Winkel β bestimmt ist, hat bei den ganzen Entwicklungen eigentlich nur die Bedeutung einer zweckmäßigen Bezugsgröße. Sie darf nachher bei der endgültigen Festlegung kleiner, oder, wenn man beachtet, was Art. 461 bis 465 über die überhöhte Daumenkurve gesagt ist, auch größer sein als o_m.

564. Den Punkt J legt man meist senkrecht unter den Punkt C, ohne daß dafür ein dringender Grund vorliegt. Der Brauch mag aus Normalisierungsrücksichten für die Ventilhaube entstanden sein. Man kann zu dieser Lage nachträglich gelangen (vgl. Art. 554), wenn man zum Schluß unter Festhaltung des Armes CK sich den Daumenarm CT mit allen Linien des linken Teils der Figur gedreht denkt bis CJ senkrecht wird, wodurch dann der Winkel KCT, der durch die willkürliche Annahme der Richtung CT im Anfange des Entwurfes noch frei war, nach einer bestimmten Forderung festgelegt wird.

Wenn man will, kann man mit dieser Festlegung noch eine kleine Korrektur verbinden: Der Winkel β, der von der ursprünglichen Annahme etwas abweicht, wird sich nicht mehr gleichmäßig um die Horizontale verteilen, wenn man an der Richtung CK für das geschlossene Ventil festhält. Man kann, wenn man auf die gleichmäßige Verteilung Wert legt, den Arm CK, indem man nun CT in der neuen Lage festhält, noch um die halbe Differenz des Winkels β drehen.

565. Die Festlegung des Antriebsarmes JT', welcher nach Art. 559 der Allgemeinheit wegen zunächst nicht mit dem Rollenarm zusammenfallen sollte, kann genau so erfolgen, wie das im Art. 520 bis 524 für das Getriebe mit Daumen an der Schwinge erläutert ist. Nach endgültiger Festlegung des Winkels TCK und der Lage von J sowie nach Wahl der Armlänge a schlägt man mit k oder, wenn man die Maschinendispositionszeichnung in kleinerem Maßstab zeichnet als das Daumengetriebe, mit (k) den Kreis um J, zieht vom Steuerwellenmittelpunkt die Tangente an diesen Kreis und fällt auf sie das Lot von J aus. Auch der Winkel μ zwischen Rollenarm und Antriebsarm wird entsprechend dem Verfahren beim Getriebe mit Daumen an der Schwinge gefunden, ebenso die wahre Exzentergröße und die Lage des Exzenterkreises am Antriebsarm.

566. In Fig. 167 war es nicht nötig, die in Art. 564 erwähnte, etwa geforderte Senkrechtstellung der Richtung CJ vorzunehmen, weil sie zur Freihaltung der Figur von zu vielen Linien schon vorweg angenommen ist, d. h. weil der Winkel KCT nicht beliebig gewählt, sondern so gezeichnet wurde, wie er sich mit dem Verfahren Art. 564 erst nachträglich ergibt.

567. Wenn die Exzenterstange unmittelbar im Rollendrehpunkt angreift, kann man, sofern gleichzeitig die Forderung gestellt wird, daß der Drehpunkt J senkrecht unter dem Drehpunkt C liegt, nicht mehr vorweg über den Ausschlag des Armes JT und die Schränkung des Antriebes verfügen, wie schon daraus hervorgeht, daß sich ein ganz bestimmter Winkel u zwischen Antriebsarm und Rollenarm aus diesen Festlegungen und der Lage der Steuerwelle ergibt, an dessen Stelle nicht ohne weiteres ein Winkel von $0°$ gesetzt werden kann.

Man findet die Deckungszentrale TE für unmittelbaren Antrieb des Rollenmittelpunktes durch die Exzenterstange, indem man T mit dem Mittelpunkt der Steuerwelle verbindet; das folgt aus der allgemeinen Definition der Deckungszentrale im Anhang 24 unmittelbar.

568. Die Deckungszentrale für die gewählten Ausschlagsverhältnisse ist aber TM. Die Deckungslinie VG muß bei direktem Antrieb wie sonst senkrecht auf der Deckungszentrale, d. h. auf TE stehen. Damit ändert sich die Größe g_1, welche die Grundlage für die Größenbestimmung des Antriebsexzenters bildet, unter Umständen erheblich. Die weitere Folge ist eine Änderung der Exzentrizität des Steuerungskreises an der Schwinge, der Lage des Punktes M und der gewählten Schränkung oder Symmetrie des Antriebes, kurz alle Wahlgrößen werden geändert und das ganze Verfahren wird hinfällig.

Es soll damit nicht gesagt sein, daß sich nicht auch, ausgehend von der Richtung TE auch bei der Forderung, daß CJ senkrecht stehen soll, ganz brauchbare Verhältnisse ergeben können, aber die Systematik des bisherigen allgemeinen Verfahrens geht damit verloren.

569. Wenn man aber die mehr oder weniger willkürliche Forderung, daß J senkrecht unter C liegen soll, aufgibt, kann man auch beim Angriff der Exzenterstange am Rollenzapfen einigermaßen systematisch zum Ziele gelangen:

Nachdem man den Entwurf bis Art. 563 einschließlich wie vorher durchgeführt hat, nimmt man die Drehung des Daumenarmes CT um T mitsamt dem Dreieck TCJ und dem Steuerungskreis unter Festhaltung des Armes CK derart vor, daß die Richtung TM in der Richtung TE fällt, wobei TE auch ein wenig die Richtung verändert. Dadurch wird dann der Winkel TCK so festgelegt, daß die Grundlagen des Entwurfs unverändert bleiben. Der am Daumen gefundene Steuerungskreis ist beim direkten Angriff gleichzeitig der des wahren Exzenters.

Es kann bei diesem Verfahren natürlich vorkommen, daß der Punkt J im Steuerungsbock sehr ungünstig zu liegen kommt und entweder ein weit ausladendes Auge für den Drehzapfen erfordert, oder auch zu weit nach innen fällt und mit der Stopfbuchse der Ventilspindel kollidiert. Bei den nachträglichen Korrekturen der ursprünglichen Annahmen zur Beseitigung dieser Mißstände wird eine Änderung der Schränkung des Antriebes noch die geringsten Rückwirkungen auf die anderen Annahmen haben. Hat man zunächst symmetrischen Antrieb gewählt, so wird man mit der Drehung des Dreieckes TCJ soweit gehen, daß J noch einigermaßen

günstig fällt, und wird den Rest durch Drehung der Deckungszentrale um T, d. h. durch Einführung einer mehr oder weniger großen Schränkung erreichen. Dabei kann es auch vorkommen, daß u negativ wird, F also von M aus gesehen nach dem Öffnungsfeld hinfällt, was nicht unzulässig ist. Wenn man bei Wahl des symmetrischen Antriebes mit η nicht bis an die zulässige Grenze gegangen ist, wird bei mäßiger Schränkung auch nicht zu befürchten sein, daß die Grenze überschritten wird.

570. In Fig. 168 sind noch die für die Ermittlung der Ventilerhebungskurven bedeutsamen Linien des linken Teils der Fig. 167 herausgezeichnet. Es sind dann 3 besonders wichtige Erhebungen ermittelt. Zunächst ist ein Kreis ZZ mit CK als Radius um C geschlagen, um die durch die einzelnen Bögen von verschiedenem Radius dargestellten Winkel auf die Ventilarmlänge zu beziehen. Alsdann ist für die größte Füllung der größte Armausschlag (bis Q reichend) durch das in B auf der Deckungszentrale errichtete Lot gefunden. Der Bogen um C mit CQ zeigt, daß die Rolle bei der größten Füllung auf die äußere Rast aufläuft. Man findet ferner die größte Ventilerhebung durch Übertragung des Ausschlages auf den Bogen ZZ. Ferner ist für normale Füllung die ϑ-Probe gemacht und die Ventilerhebung h_z aus dem Bogen qn ermittelt; sie muß bei genauer Zeichnung mit der gewollten Ventilerhebung übereinstimmen. Schließlich ist noch das lineare Voröffnen v_e bei normaler Füllung ermittelt.

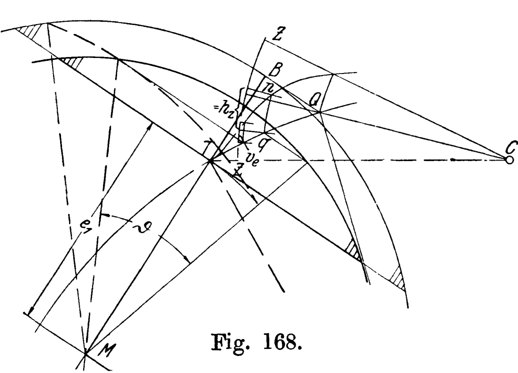


Fig. 168.

Rückblick auf das Verfahren der Größenbestimmung der Daumengetriebe, Anwendung auf Einzylindermaschinen.

571. Wenn man für eines der vorstehend behandelten Getriebe oder ein ähnliches nach den gleichen Verfahren entworfenes Getriebe die Ventilerhebungskurven und gleichzeitig die Schieberellipsen der äquivalenten Schiebersteuerung, welche der Größenbestimmung zugrunde gelegt wurde, verzeichnet, so wird man finden, daß beide hinsichtlich der Drosselung sehr gut miteinander übereinstimmen. In Fig. 169 sind die zusammengehörigen Kurven für 3 Füllungen aufgetragen. Die Übereinstimmung ist bei der Entwurfsfüllung von 28% der Schiebersteuerung am vollkommensten. Aber auch noch bei der großen Füllung schneiden sich die beiden Kurven auf der Kurve der für erforderlich erachteten Kanalöffnungen, was indes mehr Zufall sein mag.

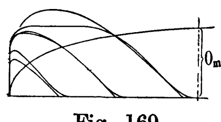


Fig. 169.

572. Für die **Einzylindermaschine** bedarf das bis hierher erläuterte Entwurfsverfahren mit Rücksicht auf Art. 379 bis 384 und 386 bis 394 noch einer Ergänzung dahingehend, daß mit dem dort für die Größenbestimmung der Schiebersteuerung empfohlenen Verfahren für die aus ihr abgeleitete Ventilsteuerung eine gleich gute Übereinstimmung der Drosselung erreicht wird wie bei dem Verfahren mit vorweg festgelegtem Drosselweg.

Man berechne die Exzentrizität der äquivalenten Schiebersteuerung nach der Faustformel 3, S. 152. In Art. 591 ist der Ventildurchmesser gleich 140 mm berechnet bzw. gewählt. Die Kanalbreite b, einfach gerechnet, ist (mit $\beta = 1{,}0$) gleich $\pi\, 140 = 439{,}8$ mm $= \backsim 44$ cm. m ist beim Doppelsitzventil gleich 2. Damit wird, indem wie früher $F = 1363$ cm², und $c = 2{,}6$ m/sec ist,

$$r_n = (1 \text{ bis } 1{,}2)\frac{F\,c}{m\,b}, \qquad r_n = 1 \,.\, \frac{1363 \cdot 2{,}6}{2 \cdot 44} = 40{,}3$$

nur zufällig ebenso groß wie früher, indem dort $\beta = 0{,}7$ angenommen wurde bei einem Kolbenschieberdurchmesser von 200 mm. Bei der Vergleichsschiebersteuerung ist jedoch stets der Durchmesser eines Kolbenschiebers ohne Ringe und Stege (d. h. mit $\beta = 1{,}0$) einzuführen, welcher gleich dem des Ventils ist.

Es kann wegen der zufälligen Übereinstimmung der Radien unmittelbar das Diagramm Fig. 136, S. 153 benutzt werden, welches wieder in doppeltem Maßstabe aufgetragen werden möge.

573. Man wähle nun, ohne einen bestimmten Drosselweg vorauszusetzen (weil über ihn durch die Wahl von r_n schon bei der äquivalenten Schiebersteuerung verfügt ist) auf dem Steuerungskreis für die Normalfüllung einen Punkt, in welchem die Ventilerhebung ebenso groß sein soll wie die Öffnung der äquivalenten Schiebersteuerung. Die Wahl dieses Punktes wird, wenn durch sie der Forderung ungefähr gleicher eingelassener Dampfmengen genügt werden soll, von der Form der Daumenkurve mehr oder weniger abhängen.

Es werde jedoch, um nicht zu weit in die Einzelheiten einzugehen, ein einheitlicher Vorschlag gemacht, mit welchem mittleren Verhältnissen entsprochen wird. Man kann von dem Vorschlag, nachdem man ihn durch Anwendung erprobt hat, auch nach eigenem Ermessen abweichen. Es werde der Bogen PH, Fig. 136, S. 153, in zwei gleiche Teile geteilt und der Teilpunkt als derjenige gewählt, in welchem die Ventilsteuerung und die äquivalente Schiebersteuerung gleiche Querschnitte freigeben sollen. Die Punkte P und H sind in späteren Figuren mit B bzw. G bezeichnet.

Von diesem Punkte mißt man nach der unverschobenen Deckungslinie der Schiebersteuerung herüber und findet diejenige Öffnung, die bei der gleichen Kurbelstellung auch das Ventil haben muß, um den gleichen Durchströmungsquerschnitt freizugeben wie die Schiebersteuerung.

574. Dieses Maß benutzt man nun bei sämtlichen vorher behandelten Getrieben genau so wie die Größe h_z; es möge der Einfachheit halber auch mit h_z bezeichnet werden, obwohl hier ein bestimmter Drosselweg nicht vorweg angenommen ist. Man trägt also h_z bei den Getrieben mit unmittelbarem Antriebe der Ventilspindel durch den Daumen auch unmittelbar in der Führungsrichtung der Rolle ab, bei den Getrieben mit Zwischenhebeln im Verhältnis der Hebelarme reduziert. Dabei ist natürlich vorausgesetzt, daß das Steuerungsdiagramm und der Daumen des vorläufigen Daumengetriebes[1]) in gleichem Maßstabe gezeichnet sind, daß also, nachdem für das Steuerungsdiagramm gemäß Art. 382 der doppelte Maßstab

---

[1]) Das vorläufige Daumengetriebe kann, wie bei den früher behandelten Beispielen, mit den in den Art. 451 bis 465 gegebenen Verhältniszahlen unter Zugrundelegung von o_m entworfen werden. o_m ist jedoch unter Berücksichtigung der Besonderheiten der Einzylindermaschinen (Art. 591) zu bestimmen.

gewählt ist, auch das Daumengetriebe in doppelter Größe gezeichnet wird, wie es ja auch bei den bisherigen Entwicklungen angenommen wurde. Es besteht nur der Unterschied, daß bei den früheren Verfahren das zugrunde gelegte Steuerungsdiagramm der Schiebersteuerung in offenem Maßstab gezeichnet werden durfte (Fig. 159), hier aber wegen der andersartigen Bestimmung von h_z in festem Maßstab zu verzeichnen ist.

Mit Hilfe von h_z bestimmt man durch den Linienzug mnq in den Fig. 162, 163, 166 und nq in Fig. 167 denjenigen Daumenausschlag, der die gewollte Ventilerhebung h_z bei der fraglichen Kurbelstellung ergibt.

575. Für die Bestimmung der Größe des in das Daumengetriebe einzutragenden Steuerungskreises muß, aus den in den Art. 467 bis 472 erläuterten Gründen, die Deckungslinie um Δe verschoben werden. Man findet das für die Größenbestimmung erforderliche Maß g, indem man von dem für die Bestimmung von h_z benutzten Punkt nach der verschobenen Deckungslinie herübermißt. Es ist also $g = h_z + \Delta e$.

Die Eintragung der Schwingbahn in das ursprüngliche Steuerungsdiagramm und die Wahl der Schränkung (Art. 502 bis 503 und 537 bis 538) erfolgt nach denselben Grundsätzen wie früher. Mit Hilfe des Orientierungswinkels τ wird die Richtung der Deckungszentrale im Daumendiagramm festgelegt und dann g_1 vom Punkte q aus ermittelt. Damit wird dann e_1 und r_1 wie früher bestimmt:

$$e_1 = e\frac{g_1}{g} \qquad \text{und} \qquad r_1 = r\frac{g_1}{g}.$$

e ist die Überdeckung im ursprünglichen Diagramm nach der Verlegung der Deckungslinie um Δe.

576. Das vorstehend für die Einzylindermaschine mit Kondensation modifizierte Verfahren hat nicht nur für diesen Fall Gültigkeit, sondern für alle anderen Fälle, wenn man das vom Verfasser für Schiebersteuerungen mit mittleren und größeren Normalfüllungen vorgeschlagene Verfahren, nach welchem ein bestimmter, vom Konstrukteur gewählter Drosselweg den Ausgangspunkt der Größenbestimmung bildet, nicht für zweckmäßig hält oder in einem besonderen Falle nicht anwenden will, z. B. wenn man eine fertige Maschine mit einer Schiebersteuerung benutzen will, um daraus eine Ventilmaschine mit gleichen Drosselungsverhältnissen abzuleiten.

Es stehen also die beiden neuen Verfahren, das der Bestimmung der Maße einer Schiebersteuerung für einen gegebenen oder angenommenen Drosselweg und das der Ableitung von Ventilsteuerungen aus Schiebersteuerungen für gleiche Drosselungsverhältnisse, vollständig selbständig da.

577. In Fig. 170 sind die Ventilerhebungskurven für eine nach vorstehenden Grundsätzen entworfene Ventilsteuerung einer Einzylindermaschine bei 3 Füllungen aufgetragen. Der Auftragung liegt ein Daumengetriebe mit unmittelbarem Antrieb der Ventilspindel durch den Daumen nach Art desjenigen in Fig. 152 dargestellten zugrunde; doch werden sich die Kurven für andere Getriebe von den dargestellten wegen des grundsätzlich gleichartigen Verfahrens kaum unterscheiden.

Die Kurven sind mit denen der äquivalenten Schiebersteuerung, Fig. 137, S. 154, in Vergleich zu setzen. Bei kleinen Füllungen ergibt die Ventilsteuerung ungünstigere, für größere günstigere Abschlußverhältnisse als die Schiebersteuerung. Die Exzenter werden infolge der starken

Übersetzung zwischen Antriebsarm und Daumen erheblich kleiner als bei einer Schiebersteuerung mit direktem Antrieb.

Es steht natürlich (besonders bei Einzylindermaschinen mit ihren gedrückten Querschnittsverhältnissen) nichts im Wege, die Abschlußverhältnisse der Ventilsteuerung günstiger zu gestalten als die der Schiebersteuerung, wenn beim Vorentwurf nach dem angegebenen Verfahren die Maße des Antriebes und des Daumens verhältnismäßig klein ausfallen und eine reichlichere Bemessung keinen wesentlich höheren baulichen Aufwand verursacht und keine zu großen Beschleunigungskräfte zur Folge hat.

Füllungsausgleich bei Ventilsteuerungen mit Steuerwelle und zwei Stellexzentern.

578. Der Entwurf und die Größenbestimmung der Daumenantriebe, Art. 466 bis 570, wurde mit dem für alle gemeinsamen Steuerungsdiagramme Fig. 159 unter Voraussetzung unendlicher Pleuelstangenlänge, zunächst um Mittelwerte zwischen Kurbel- und Deckelseite zu erhalten, durchgeführt (Art. 476). Ebenso wurde bei dem in den Art. 572 bis 577 angedeuteten Verfahren für die Einzylindermaschine mit Kondensation unendliche Pleuelstangenlänge vorausgesetzt.

Wenn die Kurbelseite und Deckelseite je ein besonderes Exzenter, bei veränderlicher Füllung je ein besonderes Stellexzenter erhält, ist der teilweise oder vollständige Füllungsausgleich mit dem für unendliche Stangenlänge gefundenen Daumengetriebe, das für die Kurbel- und Deckelseite gleich auszuführen ist, durchaus möglich, da die zur Erreichung des Ausgleichs erforderlichen Abweichungen in den Antrieb gelegt werden können, zum Teil auch müssen.

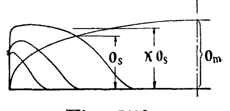


Fig. 170.

579. Das Exzenter auf der Deckelseite erhält einen etwas größeren, das auf der Kurbelseite einen etwas kleineren Voreilwinkel als das für unendliche Pleuelstangenlänge.

Ebenso sind die Überdeckungen ungleich groß zu machen. Da diese jedoch durch die Länge der Exzenterstangen bestimmt sind und die Längen stets einstellbar sind, braucht an der Konstruktion wegen der abweichenden Überdeckung nichts geändert zu werden, vielmehr ist die Ungleichheit bei der Montage auf Grund einer entsprechenden Montagevorschrift einzustellen. Diese ist auf Grund eines Diagramms nach Art der in Art. 386 bis 393 entwickelten und nach Verzeichnung eines Exzenterlagenschemas nach Art. 397 bis 411 aufzustellen.

580. Bemerkt sei noch mit Bezug auf Art. 388 und 390, daß hier auch der vollständige Arbeitsausgleich mit dem vollständigen geometrischen Ausgleich sich vereinen läßt und dabei noch gleiche Exzentergrößen auf beiden Seiten möglich sind, wenn man den Antriebsarm a, Art. 520, auf der Deckelseite kleiner, auf der Kurbelseite größer macht, um die gewünschten Öffnungsweiten zu erreichen. Die Bestimmung der Armlängen, welche mit dem kleineren Arm auf der Deckelseite den größeren Ausschlag ergibt, wird etwas anders zu erfolgen haben als in Art. 388 und 389 für die Exzentergrößen angegeben ist, weil die Daumenform noch von Einfluß ist.

Daß man dasselbe auch bei gleichen Armlängen und gleichen Exzentern durch ungleiche Daumenform erreichen kann, ist einleuchtend. Doch ist das weniger zu empfehlen.

Ermittelung der Hauptmaße der Ventile.

Ventildurchmesser und Ventilerhebung.

581. Der axiale Durchgangsquerschnitt muß dem Dampf ohne zu große Geschwindigkeit Durchlaß in axialer Richtung (vgl. die Pfeile in der Fig. 173, S. 221 links oben) gewähren und daher nach Abzug der Ventilrippen, der Nabe, der Spindel, des Wandstärkenringes und des nach Art. 585 außen nicht durchströmten Ringes H mindestens gleich dem größten erforderlichen Abschlußquerschnitt, nach Anhang 19, Art. 7 noch etwas größer als dieser sein.

Die erwähnten Teile versperren je nach Größe des Ventils 0,35 bis 0,15 der Grundrißkreisfläche des Ventils, lassen also 0,65 bis 0,85 derselben frei (Axialverengungsfaktor 0,65 bis 0,85). Es muß also sein, wenn d der Durchmesser des Ventils am inneren Rand der größeren Sitzfläche ist:

$$(0{,}65 \text{ bis } 0{,}85)\,\frac{\pi}{4}\,d^2 \geqq \alpha\,F\,\frac{c}{w}\,, \tag{1}$$

worin α ein Faktor zwischen 0,95 und 1,2 ist, über welchen in Art. 588 bis 589 noch einiges ausgesagt werden wird.

582. Nachdem d aus Gleichung (1) berechnet ist, findet man o_m aus Anhang 19, Gleichung (11). Als Kanalbreite b ist beim Doppelsitzventil der doppelte Ventilumfang $2\pi d$ odne Verengungsabzug (d. h. mit $\beta = 1$, Art. 369 und Anhang 19, Art. 8) einzuführen, da bei der üblichen Bauart der Ventilführungen Rippen nicht vorhanden oder, wenn sie zur Verbindung der Sitze dienen, soweit zurückgesetzt sind, daß sie den radial gerichteten Dampfstrom nicht beengen.

$$o_m = \frac{F}{2\pi d}\,\frac{c}{w}\,. \tag{2}$$

Beim Vorkommen großer Füllungen (allgemeiner großer Öffnungswinkel) ist die erforderliche größte Ventilerhebnng h gleich o_m zu machen[1]).

583. Aber auch wenn große Füllungen nicht vorkommen, macht man bei Daumensteuerungen die Ventilerhebung für vollen Daumenausschlag in der Regel gleich dem nach Gleichung (2) errechneten o_m, teils der Einheitlichkeit und Einfachheit der Rechnung halber, teils um harte Kraftübergänge durch die Beschleunigungen zu vermeiden, die sich aus der gedrückten Form der Daumenkurve ergeben würden. Man verzichtet dann bei den kleinen Höchstfüllungen besonders der Einzylindermaschinen mit Kondensation auf völliges Auflaufen der Rolle auf die äußere Rast. Vgl. hierüber sowie auch über die Anwendung des Überhubes ($h > o_m$), Art. 460 bis 465.

Wenn man die Gleichungen (1) und (2) miteinander verbindet und das $>$ in Gleichung (1) fortläßt, kommt man bei Einführung eines Mittelwertes für den Faktor der Axialverengung und für α mit $o_m = h$ auf die einfache Beziehung

$$h = \tfrac{1}{10}\,d \tag{3}$$

584. Von dieser Beziehung soll indes hier kein Gebrauch gemacht werden, weil d aus Gründen, die mit den Grundlagen der Gleichung (1)

[1]) Das gilt für ebene Ventilsitze, wie sie für Daumen- und Wälzhebelsteuerungen gebräuchlich sind. Für geneigte kegelförmige Sitze, wie sie für auslösende Ventilsteuerungen bevorzugt werden, muß der Ventilhub entsprechend größer sein.

nichts zu tun haben, zuweilen etwas größer gewählt werden muß, als die Gleichung ergibt.

Je größer d ist, desto schneller erfolgt bei einem (durch die Rücksicht auf sanftes Aufsetzen) gegebenen Gesetz für den Niedergang des Ventils die Querschnittsverengung. Diese Rücksicht kommt häufig bei Einlaßventilen wegen der kurzen Öffnungszeiten in Betracht. Besonders bei Einzylindermaschinen mit Kondensation kann aus dem angegebenen Grunde eine namhafte Vergrößerung des Durchmessers über das nach Gleichung (1) notwendige Maß erforderlich werden.

Wenn dann die Auslaßventile nach der Gleichung (1) berechnet werden, wird ihr Durchmesser oft trotz der für den Auslaß einzuführenden kleineren mittleren Geschwindigkeit w nicht größer als der der Einlaßventile, deren Durchmesser nachträglich über das errechnete Maß hinaus aus dem erwähnten Grunde größer gewählt wurde. Wenn Einlaß- und Auslaßventile zuweilen gleich groß ausgeführt sind, so ist das hauptsächlich den vorstehend erörterten Rücksichten auf die Beschleunigungs- und Verzögerungsgesetze des Einlaßventile zuzuschreiben, weniger der Forderung gleichartiger Konstruktionsteile, die unberechtigt ist, weil die Ventilhöhen bei richtiger Bemessung doch verschieden groß ausfallen.

Ventilhöhe und Ventilform.

585. Um die Ventilhöhe und Form der äußeren Ventilbegrenzung zu finden, trage man das Ventil in geöffneter Lage auf, und zwar wenn kein Überhub über das für die Strömung notwendige Maß stattfindet, oder wenn bei mäßigem Überhub nach Art. 586 der innere Durchgangsquerschnitt hinreichend weit ist, auf $o_m = h$ geöffnet.

Man beginne mit dem Entwurf des oberen Ruhesitzes, für den hier eine zurücktretende Arbeitsfläche angenommen ist[1]), trage die Ventilerhebung $h = o_m$ auf (Fig. 171), berechne den Durchmesser d_1, nachdem man d nach Art. 581 berechnet und gegebenenfalls aus den in Art. 584 besprochenen Gründen vergrößert hat, aus der Gleichung:

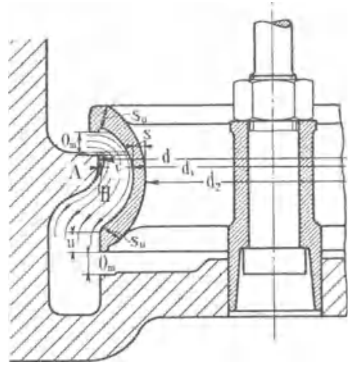


Fig. 171.

$$\frac{\pi}{4} d^2 - \frac{\pi}{4} d_1^2 = \frac{1}{2} \alpha f \quad \text{oder} \quad \frac{\pi}{4} d_1^2 = \frac{\pi}{4} d^2 - \frac{1}{2} \alpha f \text{ mit } f = F \frac{c}{w}. \quad (4)$$

Da wegen der Krümmnng des Dampfstrahls um die scharfe Kante des oberen Sitzes bei H ein toter Raum entstehen wird, mache man die Ringbreite $c = {}^1/_2 (d - d_1)$ durch Verkleinerung von d_1 einige Millimeter größer, als die Rechnung ergibt.

Man trage dann, noch bevor man das Ventil gezeichnet hat, den Dampfstrahl nach Gutdünken ein und schmiege ihm die äußere Ventilform an.

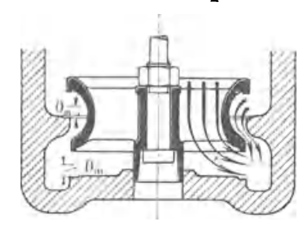
Die Höhe u wähle man so, daß eine ausreichende Stärke s_u des unteren Ventilrandes herauskommt, trage von dem unteren Sitzrande des Ventils o_m nach unten ab und findet damit den unteren Sitz.

---

[1]) Sonst kommen auch vielfach vortretende Arbeitsleisten vor.

In die Werkstattzeichnung ist das Ventil in geschlossenem Zustande einzutragen. Studierende wollen jedoch die Entwurfszeichnung mit gehobenem Ventil daneben auf ihrem Blatt bestehen lassen.

586. Wenn aus den im Art. 461 bis 465 erörterten Gründen ein überhöhter Daumen angewandt wird, braucht die Ventilhöhe doch nur nach dem errechneten Hub bemessen zu werden, weil er beim Überhub den oberen Querschnitt fast ebensoviel verengt als er den unteren erweitert. Es bleibt also bei Überschreitung des errechneten Hubes der Querschnitt konstant. Voraussetzung ist dabei, daß der innere axiale Durchgangsquerschnitt für den Durchgang von etwas mehr als der Hälfte des Dampfes ausreicht. In Fig. 172 ist das Ventil, dessen Höhe nach Art. 585 bemessen ist, mit Überhub gezeichnet. Der äußere Querschnitt wird durch den Ventilrücken eingeengt, durch den inneren fließt, wenn der innere Axialquerschnitt ausreicht, mehr Dampf als durch den äußeren, da der untere Randquerschnitt reichlich groß ist. Wenn das Ventil aus den im Art. 584 besprochenen oder auch aus anderen Gründen einen größeren Durchmesser erhält als die Formel (1) liefert, wird bei Bemessung der Ringbreite c nach Art. 585 der innere Axialquerschnitt als Rest größer als der halbe axiale Gesamtquerschnitt sein, also bei mäßigem Überhub nicht besonders vergrößert zu werden brauchen.


Fig. 172.

Wenn jedoch der Rechnungswert von d nach der Formel (1) zur Ausführung kommt, muß die Sperrung durch den Ventilrücken bei Überhub durch eine entsprechende Ventilhöhe vermieden werden und bei der Bestimmung derselben die tatsächliche größte Ventilerhebung an Stelle von o_m eingetragen werden.

587. Die Wandstärke s des Ventils in dem rohrförmigen Teil kann man etwa wählen, wenn $p_1 - p_2$ den größten Druckunterschied auf beiden Seiten des Ventils bedeutet und d in Millimeter eingeführt wird:

$$s = 2\,\text{mm} + 0{,}0025\, d\, (3 + p_1 - p_2)\,. \qquad (5)$$

Das Ventil muß dabei an den Rändern (wo es durch das Aufsetzen stärker beansprucht wird) etwa auf das 1,5fache dieses Wertes verstärkt werden.

Die Sitzbreite kann man etwa gleich 0,3 bis 0,6 der Wandstärke s des rohrförmigen Teils wählen.

Strömungsquerschnitt der Verbindungskanäle nach dem Zylinderinneren.

588. Nach Anhang 19, Art. 6 sind die Querschnitte der Verbindungskanäle von den Steuerorganen nach dem Zylinderinneren etwas reichlicher zu bemessen als die Abschlußquerschnitte selbst.

Für die Verbindungskanäle ist, da sie während der ganzen Öffnungszeit voll geöffnet sind, die Rechnung mit einer Gleichung von der Form der Gleichung (5), Anhang 19 im allgemeinen am Platze, jedenfalls dann, wenn die Füllungs- oder Ausströmungsperiode so weit reicht, daß das Steuerorgan beim Durchgang des Kolbens durch die Mittellage noch voll geöffnet ist.

Es ist also die Weite a_v des Verbindungskanals (Fig. 173) in diesem Falle zu setzen, wenn man den Faktor, der das Größenverhältnis des Querschnittes des Verbindungskanals zu dem Abschlußquerschnitt angibt (und in Anhang 19 gleich 1,1 bis 1,2 gesetzt wurde), mit k bezeichnet:

$$a_v = k \frac{F c}{b_v w}. \tag{6}$$

Hierin ist w entsprechend der Aufstellung des Anhanges 19, Art. 4 zu wählen, womit dann die im Verbindungskanal auftretende mittlere Geschwindigkeit im Verhältnis $1 : k$ kleiner wird wie w.

589. Wenn das Steuerorgan frühzeitiger schließt und die Kurve der erreichten Kanalöffnungen die Ellipse der erwünschten Kanalöffnungen weit vor der Mitte schneidet (vgl. in Fig. 170, S. 217 die Ventilerhebungskurve für die größte Füllung), ist der aus obiger Formel sich ergebende Querschnitt des Verbindungskanals offenbar überreichlich groß. Es wird genügen, den Querschnitt des Verbindungskanals 10 bis 20% größer als diejenige Öffnung o_s in Fig. 170 zu machen, welche das Steuerorgan in dem Augenblick freigibt, in welchem die Kurven der erreichten und erwünschten Kanalöffnungen sich schneiden. Wenn dieser Bedingung bei der größten vorkommenden Füllung entsprochen wird, bleibt die Geschwindigkeit in den Verbindungskanälen stets kleiner als die in den Steuerquerschnitten zugelassene Geschwindigkeit w_z. Es genügt also, den Strömungsquerschnitt des Verbindungskanals gleich $k\, o_s\, 2\, \pi\, d$, indem $o_s\, 2\, \pi\, d$ der vom Ventil freigegebene Querschnitt in dem Augenblick ist, in welchem sich die beiden Kurven schneiden.

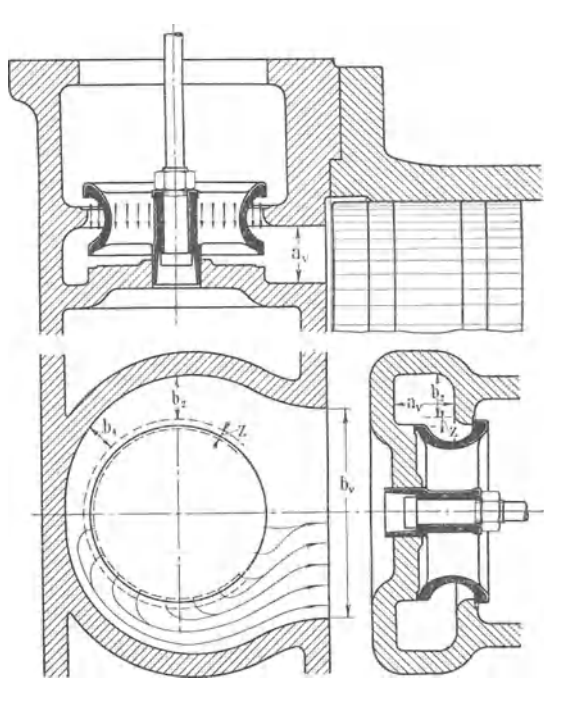


Fig. 173.

Wenn man nach diesem Grundsatze die Querschnitte der Verbindungskanäle bestimmen wollte, müßte man den ganzen Steuerungsentwurf vorher fertigstellen und auch die Kurven der erreichten und erwünschten Kanalöffnungen verzeichnen. Das ist mindestens für den ersten Entwurf unbequem, weshalb ein vereinfachtes Verfahren gesucht werden soll. Bestimmt man für verschiedene Maschinengattungen und Steuerungsarten reichliche Mittelwerte für das Verhältnis $o_s : o_m$, das mit φ bezeichnet werden möge, so wird man sich auf o_m beziehen können; der Querschnitt des Verbindungskanals wird dann gleich $k\, \varphi\, o_m\, 2\, \pi\, d$. Das Produkt $k\, \varphi$

werde mit α bezeichnet. Als Mittelwerte von φ und α können für verschiedene Maschinenarten folgende Zahlen benutzt werden:

	φ	α
Einlaß für Einzylindermaschinen mit Kondensation	0,82	0,9 bis 1
Einlaß für Einzylindermaschinen mit Auspuff . .	0,86	0,95 bis 1,05
Einlaß für Hochdruckzylinder von Verbundmaschinen	0,92	1,0 bis 1,1
Einlaß für Niederdruckzylinder von Verbundmaschinen	0,94	1,03 bis 1,13
Auslaß für alle Maschinenarten	1,00	1,1 bis 1,2

Die höheren Werte von k und α werden einzusetzen sein bei langen oder stark gewundenen Kanälen.

Ohne die ganze Steuerung vorher entworfen zu haben und ohne Verzeichnung der Kurven der erreichten und erwünschten Kanalöffnungen setzt man mit den Bezeichnungen der Fig. 173

$$a_v = \alpha \frac{F\,c}{b_v\,w}\,. \tag{7}$$

Die Tabelle zeigt, daß für Einzylindermaschinen, bei welchen die Einschränkung der schädlichen Räume von besonderer Bedeutung ist, die Einlaßkanalquerschnitte kleiner gehalten werden können. Bei hohen Eintrittsdrucken und entsprechend kleinen Höchstfüllungen wird man mit α noch unter 0,9 gehen dürfen.

Zahlenmäßige Berechnung der Hauptgrößen der Steuerung der Einzylindermaschine.

590. Nach Art. 341 ist $F = 1363$ cm², $c = 2{,}6$ m.

Auslaßventil. $w = 35$ wie in Art. 6, $\alpha = 1{,}1$. Verengung des Axialquerschnittes durch Rippen usw. auf 0,75. Nach Gleichung (1) ist:

$$0{,}75\,\frac{\pi}{4}\,d^2 \geqq 1{,}1\,\frac{1363 \cdot 2{,}6}{35}\,,$$

woraus sich $d = \backsim 13$ cm $= 130$ mm ergibt. o_m ergibt sich mit diesem Durchmesser nach Gleichung (2):

$$o_m = \frac{1363 \cdot 2{,}6}{2\,\pi \cdot 13 \cdot 35} = 1{,}24 \text{ cm} = \backsim 12{,}5 \text{ mm}\,,$$

$h = o_m$. Die wirkliche Erhebung h' kann wegen des Antriebes bei Anwendungen von Wälzhebeln erheblich, bei Anwendung von Schwingdaumen etwas größer ausfallen wie die erforderliche Erhebung h.

Der Durchmesser d_1 des Ventilrohres ist nach Art. 585 zu berechnen, vgl. auch die Berechnung von d_1 für das Einlaßventil Art. 592.

Die Einmündungsweite des Kanals in den Zylinder vom Deckel aus wird, wenn b_v (Fig. 173) gleich 18 cm angenommen wird,

$$a_v = 1{,}1\,\frac{1363 \cdot 2{,}6}{18 \cdot 35} = 6{,}2 \text{ cm}.$$

Der rechteckige Querschnitt $a_v\,b_v$ ist nach Umständen in einen anderen von gleicher Querschnittsfläche umzuformen.

591. Einlaßventil. $w = 44{,}56$ (vgl. Anhang 19, Art. 19); $\alpha = 0{,}95$ wird

$$0{,}75 \frac{\pi}{4} d^2 = 0{,}95 \frac{1363 \cdot 2{,}6}{44{,}56},$$

damit ergibt sich $d = 11{,}3$ cm $= 113$ mm. Bei Abrundung auf 115 würde sich die Ventilerhebung $h = o_m$ ergeben nach Gleichung 2:

$$o_m = h = \frac{1363 \cdot 2{,}6}{2 \cdot \pi \cdot 11{,}5 \cdot 44{,}56} = 1{,}1 \text{ cm} = 11 \text{ mm}.$$

Dieser Hub erscheint beim Einlaßventil mit Rücksicht auf Art. 584 etwas groß und es werde mit h daher unter Einführung eines entsprechend größeren Durchmessers auf 9 mm herabgegangen, womit $d = \frac{11}{9} \cdot 115$ $=$ gerundet 140 mm. Mit diesem Durchmessermaß werde das Ventil weiter durchgearbeitet (vgl. Art. 581 bis 587).

592. Der Durchmesser d_1 für das Ventilrohr wird nach Art. 585 Gleichung (4) gefunden:

$$f = 1363 \cdot \frac{2{,}6}{44{,}56} = 79{,}5 \text{ cm}^2; \qquad \frac{1}{2} \alpha f = \frac{1}{2} 0{,}95 \cdot 79{,}5 = 37{,}8 \text{ cm}^2;$$

$$\frac{\pi}{4} d_1^2 = \frac{\pi}{4} 14^2 - 37{,}8 = 116{,}1 \text{ cm}^2; \qquad \mathrm{d}_1 = 12{,}2 \text{ cm}.$$

Wegen des toten Raumes bei H (Art. 585) möge auf jeder Seite ein Ring von 4 mm Breite zugegeben werden und demgemäß $d_1 = 122 - 2 \cdot 4$ $= 114$ mm gewählt werden.

Man kann d_1 bei der besonderen Art der Weiterleitung des Dampfes im vorliegenden Falle auch noch weiter einschränken, etwa auf 100 mm, ohne daß dadurch der schädliche Raum vergrößert wird, weil man dann die Wendezone (siehe unten) in das Ventil hineinreichen lassen kann. Innen bleibt wegen des verhältnismäßig großen d immer noch Platz genug.

593. Die Einmündungsweite des Einlaßkanals in den Zylinder wird nach Gleichung (7) gefunden. Mit $b_v = 16$ cm (etwas größer als d, vgl. Fig. 173) wird

$$a_v = 0{,}95 \frac{1363 \cdot 2{,}6}{16 \cdot 44{,}56} = 4{,}7 \text{ cm}.$$

Man kann auch, nachdem man die Ventilhöhe bestimmt hat, a_v wählen, welches in einem gewissen Zusammenhang mit der Ventilhöhe steht, und dann b_v berechnen.

Der Querschnitt des Umströmungskanals ist bei der für das Einlaßventil gewählten Art der Weiterleitung des Dampfes vom Ventil nach dem Zylinder ganz ähnlich zu bestimmen wie bei einem Kolbenschieber. Bei b_2 ist der von einem Quadranten des Ventils abströmende Dampf in tangentialer Richtung abzuführen.

Der Querschnitt für die tangentiale Strömung muß also sein $= \frac{1}{4} \alpha f$ $= \frac{1}{4} \cdot 0{,}95 \cdot 79{,}5 = 18{,}9$ cm². Bei einer Kanalhöhe $a_v = 4{,}7$ cm wird die Breite $= 4$ cm bei rechteckigem Querschnitt. Wegen der Abrundungen wird man b_2, um den erforderlichen Querschnitt zu erreichen, etwas größer machen müssen.

Um die Form der Umgrenzung des Umströmungskanals zu finden, wird man noch an einigen anderen Stellen die Breite berechnen müssen, z. B. bei b_4, wo $^1/_8$ der gesamten Dampfmenge tangential abfließen muß.

Der Querschnitt von 18,9 qcm und die ganze Art der Querschnittsberechnung gilt jedoch nur für den Fall, daß die Strömungsrichtung senkrecht auf dem zu berechnenden Querschnitt steht. Das ist hier aber nicht der Fall, weil der radial austretende Dampf in die tangentiale Richtung umgelenkt werden muß; daher ist ein Zuschlag zu geben, der als Wendezonenzuschlag (man mag ihn am ganzen Umfang des Spiralgehäuses etwa $= 0{,}8\ h$ nehmen) bezeichnet werden möge.

Wenn d_1 entsprechend Art. 592 kleiner als 114 mm gewählt wird, darf der innere Kreis für den schätzungsweise anzunehmenden Wendezonenzuschlag z in den Ventilraum hineingelegt werden (Fig. 173).

Es soll mit der Einführung der Bezeichnung Wendezone nicht gerade ausgedrückt werden, daß der Dampfstrom ausschließlich in dieser Zone von der radialen zur tangentialen Richtung umwendet, sondern mit dem Zuschlag nur dem Umstande Rechnung getragen werden, daß der Querschnitt nicht in allen Teilen senkrecht zur Strömung steht.

594. Die im vorstehenden Artikel erläuterte, auf die Einschränkung der schädlichen Räume gerichtete Form des Kanals zwischen Ventil und Zylinderinnerem entspricht den Verhältnissen von Ventilen, welche in die Deckel liegender Maschinen eingebaut sind (Fig. 173). Eine ganz ähnliche Form ergibt sich bei Ventilen, welche seitlich am Zylinder stehender Maschinen angebaut sind.

Dagegen ist die Form des Verbindungskanals wesentlich anders zu gestalten für den häufigen Fall, daß bei liegenden Maschinen die Ventilgehäuse im Zylinderkörper liegen. Die im Art. 588 entwickelten Grundsätze gelten auch hier; ebenso wird man auch hier die Querschnitte des Umführungskanals an den verschiedenen Stellen immer nur für die durch sie abzuführenden Teildampfmengen bemessen, um die schädlichen Flächen klein zu halten. Die Formgebung des Umführungskanals wird ferner bei Einlaßventilen stark davon abhängen, ob die Sitze direkt im Zylinderkörper liegen, oder ein besonderer Sitzkörper (Ventilkorb) angeordnet ist.

Fig. 174 zeigt das Ventilgehäuse mit anschließendem Zuführungskanal zum Zylinderinnern unter Einzeichnung der Stromfäden.

Die Gehäuse- und Kanalform ist, wie in Fig. 171, so ausgebildet, daß der Strömungsquerschnitt unter Hinzufügung der Wendezone überall möglichst gleich groß ist und damit die schädlichen Räume und schädlichen Flächen auf das kleinste, bei der zugelassenen Dampfgeschwindigkeit mögliche Maß eingeschränkt sind.

Um die schädlichen Flächen klein zu halten, sind auch trotz der dadurch möglichen Unzuträglichkeiten (Führer 48, 26 u. 27) die Sitzflächen unter Fortlassung eines Ventilkorbes unmittelbar in den Zylinderkörper eingearbeitet.

Es sei ferner noch darauf hingewiesen, daß die in Fig. 169 bis 171 dargestellte Bauart der unteren Ventilspindelführung nicht recht abdichtet und nur für den Ausnahmefall geeignet ist, daß oberhalb und unterhalb des Aufsatztellers derselbe Druck herrscht. Sonst ist der Führungsraum unten abzuschließen und durch eine Bohrung im Führungskörper oder durch Nuten auf dem Führungsteil der Ventilspindel mit dem Führungsaußenraum zu verbinden, um beim Niedergang des Ventils dem Dampf und etwa unter der Ventilspindel angesammeltem Wasser den Austritt zu gestatten (vgl. den Grundriß der Spindelführung in Fig. 174).

595. Auslaßventile liegender Maschinen müssen schon aus Rücksicht auf die Einbaumöglichkeit einen Ventilkorb erhalten (Fig. 181), wenn sie, wie üblich, nach oben öffnen und in geschlossenem Zustand von dem Druck des Dampfes im Zylinder selbsttätig angedrückt werden sollen; denn sie müssen dazu ihr Inneres dem Zylinder zukehren und von oben in den Ventilkorb eingesetzt werden, mit dem sie dann gemeinsam von unten in das Ventilgehäuse des Zylinders eingebaut werden (Führer 48, 23—27). Die das Auslaßventil umgebenden Räume gehören aber im Gegensatz zum Einlaßventil nicht zu den schädlichen Räumen, ebenso nicht die Flächen des Ventilkorbes zu den schädlichen Flächen. Diese Räume

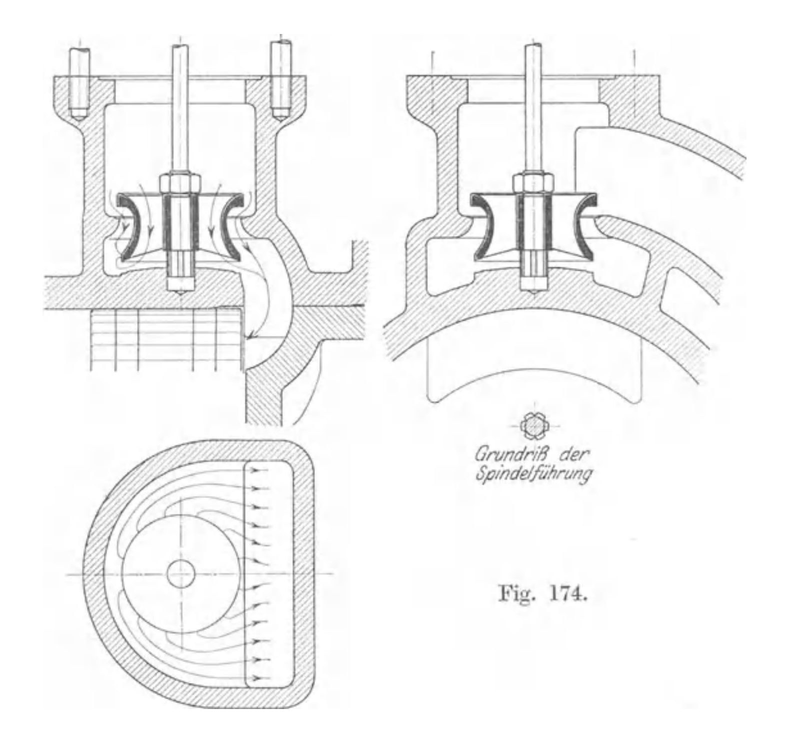


Fig. 174.

und Flächen können daher freier und reichlicher gestaltet und bemessen werden. Die Einschränkung der schädlichen Räume und schädlichen Flächen muß sich beim normal beaufschlagten Auslaßventil auf das Ventilinnere und die zu ihm führenden Kanäle erstrecken.

596. Berechnet man nach den in den Artikeln 581 bis 593 erläuterten Grundsätzen die **Reguliersteuerung einer Verbundmaschine,** deren Hochdruckzylinder die gleichen Maße hat wie der Zylinder der Einzylindermaschine, so findet man, daß die Reguliersteuerung, obwohl die Maschine mit einem entsprechend großen Niederdruckzylinder nahezu das 2,5fache leistet, im ganzen nicht größer wird als die der Einzylindermaschine.

Der Ventildurchmesser wurde für den Fall der Verbundmaschine schon gelegentlich des Beispiels des Daumengetriebes berechnet und im Art. 481 gleich 12 cm gefunden. Bei der wesentlich längeren Öffnungszeit liegt hier kein Anlaß vor, den Durchmesser zur Minderung der Beschleunigungen und des Ventilhubes über das errechnete Maß

zu vergrößern, wie es bei der Einzylindermaschine geschehen ist (vgl. Art. 584 und 591).

Der Ventilhub wurde gleichfalls im Art. 481 berechnet und gleich rund 10 mm gefunden. Die Ventilhöhe wird nach der Berechnungsweise Art. 591 unbedeutend größer als die der Einzylindermaschine.

Es wird beim Vergleich der Einzylindermaschine mit der Verbundmaschine nur zu oft übersehen, daß erstere aus den vorstehenden Gründen einen ganz erheblich schwereren, also auch teureren Regulator verlangt.

Beschleunigungs- und Verzögerungskräfte am Daumengetriebe, Federberechnung.

Größte Ventilbeschleunigung beim Niedergang.

597. Die Untersuchung der Beschleunigungsverhältnisse am Daumengetriebe ist von Bedeutung für die Beurteilung der zwischen Daumen und Rolle auftretenden Kräfte im allgemeinen und für die Berechnung der Ventilfedern im besonderen. Die Beschleunigungs und Verzögerungskräfte machen von den auftretenden Gesamtkräften bei weitem den Hauptteil aus. Ihre Bestimmung ist im Anhang 25 behandelt. Von Anfängern sollte die Untersuchung stets durchgeführt werden, da sie einen lehrreichen Einblick in das Kräftespiel gewährt. Aber auch Geübte werden in besonders gearteten Fällen nicht darauf verzichten dürfen, indem die Ergebnisse solcher Untersuchungen dazu führen können, noch nachträgliche Änderungen an der auf Grund vorläufiger Regeln gewählten Daumenkurve vorzunehmen (vgl. Art. 449).

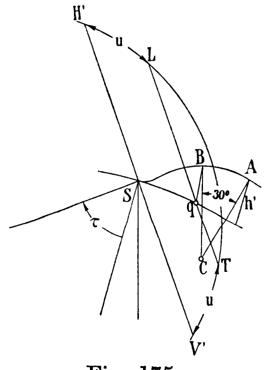


Fig. 175.

598. Für die Federberechnung soll jedoch noch eine rohe Näherungsformel angegeben werden, da das vollständige Verfahren immerhin etwas umständlich ist. Sie lautet:

$$b_{\max} = h' \left(\frac{n}{\psi}\frac{r}{u}\right)^2. \tag{7}$$

h' bedeutet hierin die größte erreichte Ventilerhebung in cm, die u. U. größer ist als die errechnete h, $b_{\max}$ die größte Niedergangsbeschleunigung in m/sec², für welche die Feder den Anschlußdruck herzugeben hat, n die minutliche Drehzahl, ψ ein Koeffizient, der gleich 60—70 zu setzen ist, r die größte Exzentrizität (bei Maximalfüllung) im gleichen Maßstab wie u, u eine Größe, die wie folgt zu bestimmen ist:

Man trage (Fig. 175) von CA (d. h. von der gemeinsamen Normalen der Daumenkurve und des äußeren Ruhekreises, auf welcher C der Mittelpunkt des Übergangskreises der Daumenkurve auf die äußere Rast ist) aus einen Winkel von 30° ab. Suche zu dem Punkte B der Daumenkurve den zugehörigen Daumenausschlag Sq und den zu q gehörigen Punkt L oder T des Steuerungskreises für die Maximalfüllung. Der Bogen $H'L$ oder $V'T$ ist die fragliche Größe u. Voraussetzung ist für die Gültigkeit der Formel, daß bei der fraglichen Füllung die Rolle ganz oder doch beinahe auf die äußere Rast aufläuft.

In den Figuren 159, 160, 162, 163, 166 ist der Punkt S mit T bezeichnet, auch hat q, der Lage nach, dort eine andere Bedeutung. Bei

Getrieben mit Zwischenhebel ist bei Eintragung des Steuerungskreises in den Ventilhebeldrehpunkt der relative Ausschlag des Punktes C zu betrachten.

599. Da die Beschleunigungen von der Form der Daumenkurve abhängig sind, die Formel aber außer der Höhe der Daumenkurve keine Voraussetzungen über die Form enthält, können die Werte b_{max}, welche sich mit der Formel ergeben, nur ganz rohe Anhaltspunkte bieten. Angesichts der Möglichkeit, Fehler durch Nachspannen der Feder, wenn sie nicht zu knapp bemessen wurde, bis zu einem gewissen Grade ausgleichen zu können, wird sich die Formel in vielen Fällen als brauchbar erweisen.

600. Der Wert r/u wird nach dem angegebenen Verfahren und den besonderen Bedingungen und Annahmen der Aufgabe für die Einzylindermaschine etwa $= 3{,}2$, und für die Verbundmaschine mit dem gleich großen Hochdruckzylinder und den entsprechend größeren Füllungen etwa $= 3{,}0$ gefunden[1]). Bei einer Ventilerhebung $h' = 9$ mm $= 0{,}9$ cm für die Einzylindermaschine und 10 mm = 1 cm für die Verbundmaschine ist dann mit

$$n = 130 \text{ und } \psi = 63$$

für die Einzylindermaschine:

$$b_{max} = 0{,}9\left(\frac{130}{63}\right)^2 3{,}2^2 = 39{,}3 \text{ m/sec}^2,$$

und für die Verbundmaschine:

$$b_{max} = 1{,}0\left(\frac{130}{63}\right)^2 \cdot 3 = 38{,}5 \text{ m/sec}^2.$$

601. Viel größer sind die Aufgangsbeschleunigungen und die Niedergangsverzögerungen, die jedoch für die Federberechnung ohne Bedeutung sind und nur für die Beurteilung der Abnutzungsverhältnisse der Daumen usw. von Interesse sind (vgl. Anhang 25, Art. 60 bis 62).

602. Eine genauere Berechnung der Ventilfeder ist besonders für die Ventile der Reguliersteuerung von Wichtigkeit, weil hier ein Übermaß an Federkraft die Rückwirkungen auf den Regulator vergrößert und die Regulierung verschlechtert, während bei den nicht regulierten Ventilen (Auslaßventile allgemein, Einlaßventile der Niederdruckzylinder von Verbundmaschinen) eine reichliche Bemessung der Feder und der Federkraft ohne erheblichen Nachteil ist, und damit auch eine weniger genaue Untersuchung der Beschleunigungen zulässig ist. Bei Gasmaschinen, bei welchen die Verhältnisse ähnlich liegen wie bei nicht regulierten Dampfmaschinenventilen, macht man die Federn 2- bis 4 mal so stark, als es die Beschleunigungen allein, ohne Nebenwiderstände, erfordern würden (Anhang 25, Art. 47).

Federberechnung.

603. Nach Anhang 25 Art. 57 und 58 muß die **Federkraft** F' im Augenblick der größten Niedergangsbeschleunigung mit den anderen am Ventil wirkenden Kräften die Beziehung erfüllen

$$F' \pm G \pm S - W > B_{max}.$$

---

[1]) Die Deckelseite ergibt wegen der kürzeren Öffnungszeit größere Beschleunigungen, was auch die Formel zum Ausdruck bringt, wenn man r/u nicht, wie es hier geschehen ist, für unendliche Pleuelstangenlänge als Mittelwert für beide Seiten ermittelt, sondern für die Deckelseite allein.

Hierin haben G, S und W die im Anhang 25, Art. 48 bis 53 auch hinsichtlich des Vorzeichens erläuterte Bedeutung. B_{max} ist die größte Niedergangsbeschleunigung, welche in der zu Art. 55 bis 59 des Anhanges 25 gehörigen Figur mit $q\,k$ bezeichnet ist.

Wird G im vorliegenden Falle $= 4$ kg geschätzt, der Ventilspindeldurchmesser an der Durchführungsstelle $= 15$ mm angenommen, die Widerstände $= 5$ kg geschätzt, so wird für den hier vorliegenden Fall a, Art. 51 des Anhanges 25

$$F' + 4 - \frac{\pi}{4}\, 1{,}5^2\, (7 - 1) - 5 > B_{max}.$$

604. Für den einfachsten Fall des Antriebes ohne Zwischenhebel wird

$$B_{max} = \frac{G}{g}\, b_{max} = \frac{4}{9{,}81}\, 39{,}3 = 16\,\text{kg};$$

$$F' > 16 - 4 + 10{,}6 + 5 = 27{,}6\,\text{kg}.$$

Unter Hinzufügung eines angemessenen Anschlußdruckes zwischen Rolle und Daumen werde die Federkraft $F' = 35$ kg gewählt.

Wenn zwischen Treiber und Ventilspindel ein Zwischenhebel eingeschaltet ist mit dem Gewicht Q, dem Trägheitsradius ϱ und dem Angriffsarm der Ventilspindel R, so ist die auf die Ventilspindel bezogene größte Beschleunigungskraft nach Anhang 25 Art. 54

$$B_{max} = \left[\frac{G}{g} + \frac{Q}{g}\left(\frac{\varrho}{R}\right)^2\right] b_{max}.$$

Die Daumenkräfte sind entsprechend dem Hebelverhältnis größer.

605. Die **Federung** f wähle man bei Daumengetrieben gleich dem 4- bis 6fachen Ventilhub, wenn der Dampfüberdruck (oder der Luftüberdruck) auf die Spindel der Federkraft entgegenwirkt, und gleich dem 2- bis 4fachen, wenn er im Sinne der Federkraft wirkt. Bezeichnet man das Vielfache des Ventilhubes, welchem die größte Federung gleichzusetzen ist, mit m, so ist $m\,h' - h'$ die Federung bei geschlossenem Ventil, und das Verhältnis der Federkraft bei geschlossenem Ventil zu der Federkraft bei ganz geöffnetem Ventil ist:

$$\frac{F_{min}}{F_{max}} = \frac{m\,h' - h'}{m\,h'} = \frac{m - 1}{m}; \tag{8}$$

mit $m = 5$ wird die Vorspannung oder Einbauspannung $F_{min} = \frac{4}{5} F_{max}$. Über die mehr oder weniger große Vorspannung und über die Materialbeanspruchung vgl. Art. 609 und 610.

606. Die größte Niedergangsbeschleunigung tritt bei Daumengetrieben im allgemeinen nicht bei größter Ventilerhebung ein, weil wegen des unvermeidlich großen Rollendurchmessers der Übergang der Mittelpunktskurve in die äußere Rast sehr flach verläuft. Die Ermittlung der Ventilstellung, bei welcher die Niedergangsbeschleunigung ihren größten Wert erreicht und der Stellung, bei welcher die Gefahr der Trennung von Rolle und Daumen bei unzureichender Federkraft am größten ist, kann nach Anhang 25 erfolgen. Will man das immerhin etwas umständliche Verfahren nicht anwenden, so mag man die bezügliche Erhebung schätzen.

Ein Schätzungsfehler wird von um so geringerem Einfluß auf die Größe von F_{max} sein, je größer m ist. Schätzt man die zu b_{max} und F' gehörige Ventilerhebung $= 0{,}7\ h'$, so verhält sich

$$F_{max} : F' = m\,h' : (m - 1 + 0{,}7)\,h' = m : (m - 0{,}3)\,. \qquad (9)$$

Mit $m = 5$ wird

$$F_{max} = \frac{5}{4{,}7} F' = 1{,}064\,F'.$$

Wegen der Unsicherheit der Schätzung der Reibungswiderstände und dem mehr nach Gefühl gewählten Anschlußdruck, welche beide die Größe von F' mit bestimmen, wird die schätzungsweise Annahme der zu F' gehörigen Ventilstellung gerechtfertigt erscheinen. Für Federn mit geringer Vorspannung kann die Nachprüfung durch die Beschleunigungskurven immer noch vorbehalten bleiben.

F_{max} wird hier mit $1{,}064\ F' = 37{,}2$ kg. Gerechnet werde die Feder mit $F_{max} = 38$ kg.

607. Für die Berechnung der **Federabmessungen** ist die Gleichung (Hütte, 22. u. 23. Aufl. Bd. I, S. 597)

$$P = \frac{\pi\,d^3}{16}\frac{k_d}{r} \text{ in der Form } P = \frac{1}{2}\frac{\pi}{4}\,d^2\,\frac{d}{D}\,k_d$$

für die erste Berechnung geeigneter. Man wählt das Verhältnis des mittleren Windungsdurchmessers D zum Drahtdurchmesser d etwa $= 6$ bis 10 und findet, wenn man es im vorliegenden Falle vorläufig $= 8$ wählt, mit $P = F_{max} = 38$ kg und k_d nach Gleichung (10) Art. 610 (für $n = 130$, $m = 5$) $= \backsim 3600$ kg/cm²:

$$\frac{\pi}{4}\,d^2 = \frac{2 \cdot 38 \cdot 8}{3600} = 0{,}169 \text{ cm}^2; \qquad d = 0{,}464; \qquad D = 3{,}7 \text{ cm}.$$

Das ist ein etwas kleiner Durchmesser; daher werde das Verhältnis $= 10$ gewählt, um gleichzeitig eine geringere Windungszahl zu erhalten:

$$\frac{\pi}{4}\,d^2 = \frac{2 \cdot 38 \cdot 10}{3600} = 0{,}211 \text{ cm}^2; \qquad d = 0{,}518 \text{ cm};$$

gewählt werde $d = 0{,}5$ cm. D werde jetzt ohne Rücksicht auf das angenommene Verhältnis berechnet aus der Gleichung:

$$D = \frac{\pi\,d^3}{8}\frac{k_d}{P} = \frac{\pi\,0{,}5^3}{8}\frac{3600}{38} = 4{,}65 \text{ cm}.$$

608. Die Federung pro Windung wird mit einem Schubelastizitätsmodul $G = 750\,000$ für $k_d = 3600$:

$$f_1 = \frac{\pi\,D^2}{d}\frac{k_d}{G} = \frac{\pi\,4{,}65^2}{0{,}5}\frac{3600}{750000} = 0{,}65 \text{ cm} = 6{,}5 \text{ mm}.$$

Die Gesamtfederung soll nach Art. 605 betragen $m\,h' = 5 \cdot 9 = 45$ mm folglich sind erforderlich $^{45}/_{6{,}5} = 6{,}9$ Windungen. Der lichte Abstand der Windungen muß betragen mindestens $f_1 = 6{,}9$ mm. Damit die Windungen nicht aufeinander stoßen und damit noch ein Anspannen über das gerechnete Maß und ein Nachspannen bei etwaigem Nachlassen der Feder möglich ist, werde der lichte Abstand entsprechend größer, etwa $= 11$ mm, gewählt und für den Abstand von Mitte bis Mitte Windung ein abgerundetes Maß, 16 mm, angenommen.

Die freie Federlänge wird damit $l = 16 \cdot 6{,}9 = 110$ mm. Die Einbaulänge bei geschlossenem Ventil wird $l_1 = 110 - (45 - 9) = 74$ mm. Die Länge l_2 bei gehobenem Ventil $l_2 = 110 - 45 = 65$ mm (Fig. 176). Die Federkraft bei geschlossenem Ventil ist $\frac{4}{5} \cdot 38 = 30{,}4$ kg.

609. Leist empfiehlt S. 442 und 443 seines Werkes „Die Steuerungen der Dampfmaschinen", 2. Auflage, vom theoretischen Standpunkt jedenfalls nicht mit Unrecht, die Vorspannung, d. h. auch die Größe m, klein anzunehmen und steife Federn zu verwenden, deren Kraft mit der Hubhöhe stark zunimmt, weil ein Bedürfnis für eine starke Federkraft nur in den oberen Ventillagen für die Niedergangsbeschleunigung und Aufgangsverzögerung besteht, indem sie eine Trennung von Daumen und Rolle zu bewirken suchen, während in den unteren Lagen die Kräfte der Aufgangsbeschleunigung und Niedergangsverzögerung Daumen und Rolle aneinanderdrücken.

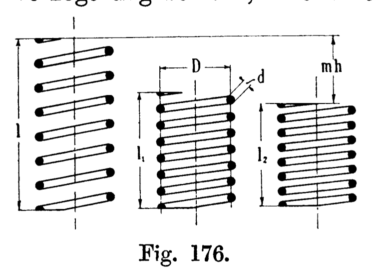


Fig. 176.

Mit einer kleinen unteren Federkraft werden die Feder und das Federhaus kürzer, vor allem aber die Rückwirkungen auf den Regulator kleiner.

Die Praxis ist diesem wohl begründeten Vorschlag nicht oder doch nur teilweise gefolgt, wie es scheint, weil kurze steife Federn leichter schlaff werden wegen der stärkeren Spannungswechsel und auch weil ein Schlaffwerden schneller fühlbar wird. Hier mögen die oben angegebenen Werte von m gewählt werden, welche größer wie notwendig sind, aber sich nicht allzu weit von den gebräuchlichen Werten nach unten entfernen[1]).

610. Die sonst für gehärtete und angelassene zylindrische Schraubenfedern, die als Torsionsfedern aufzufassen sind, übliche und bewährte Materialbeanspruchung $k_d = 4500$ kg/cm² wird bei Ventilfedern meist nicht als zulässig erachtet. Besonders ist die Gasmotorenpraxis zum Teil auf ungewöhnlich niedrige Materialbeanspruchungen zurückgegangen (bis unter 3000 kg/cm²), obwohl der Umstand, daß die Arbeitsfähigkeit des Federmaterials mit dem Quadrat der Spannung abnimmt, auf Zulassung hoher Materialbeanspruchungen hinweist. Bei Dampfmaschinenventilfedern findet man höhere Beanspruchungen.

Will man die Häufigkeit und die Stärke des Spannungswechsels bei der Wahl der zulässigen Beanspruchung schätzungsweise berücksichtigen, so mag man setzen für gehärtete und angelassene Federn:

$$k_d = 4500 \frac{1}{1 + \frac{n}{100\,m}} \text{ kg/cm}^2, \qquad (10)$$

worin n die Zahl der Federspiele in der Minute ist und m die obige Bedeutung hat.

Steuerungstriebwerk.

611. Die Steuerungskräfte von Ventilsteuerungen mit entlasteten Doppelsitzventilen sind so gering, daß sie nicht die Grundlage der Berechnung des Steuerungstriebwerkes bilden können. Es werden vielmehr

[1]) In der Praxis wird auch bei Reguliersteuerungen m oft noch größer als oben angegeben gefunden, bis 10.

andere Rücksichten für die Bemessung bestimmend sein, z. B. bei langen Stangen, besonders solchen, welche sich sprungweise bewegen, die Forderung hinreichender Steifigkeit gegen Erzitterungen unter der Wirkung der eigenen Masse oder bei der Steuerwelle die Bedingung, daß keine zu starke Torsionsschwingungen auftreten dürfen.

Die Exzenterbreite und die Exzenterbügelstärke wird man nach Verhältniszahlen wählen dürfen.

Die Stärke s an der schwächsten Stelle wähle man etwa $= 0{,}1\,(d + 2\,r) + 10$ mm. D folgt aus Fig. 177, indem $\frac{1}{2}\,D = r + \frac{1}{2}\,d + s$ oder $D = 2\,(r + s) + d$ ist. Die Breite mag man wählen $b = 0{,}1\,D + 15$ mm.

Am Wellensitz bringt man bei starken Wellen und schmalen Exzentern gerne eine Verbreiterung m einseitig oder beiderseitig an, um den senkrechten Sitz des Exzenters auf der Welle zu sichern. Es ist einleuchtend, daß eine solche Verbreiterung eher entbehrt werden kann, wenn das Exzenter seitlich an einem Wellenbund oder Wellenabsatz anliegt.

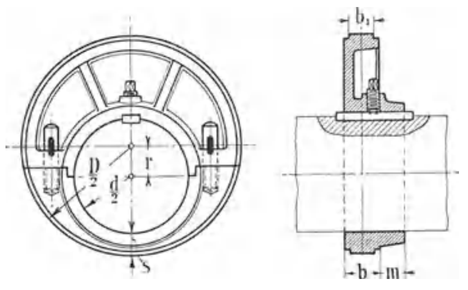


Fig. 177.

Einschaltung: Berechnung der Kräfte und des Triebwerkes einer Schiebersteuerung.

612. Bei Schiebersteuerungen, besonders solchen mit nicht entlastetem Schieber, treten im Gegensatz zu den Ventilsteuerungen im Steuerungstriebwerk oft recht erhebliche Kräfte auf, die eine Nachrechnung nach ähnlichen Grundsätzen wie beim Haupttriebwerk notwendig machen. Bei großen Schiffsmaschinen und bei Kehrwalzenzugmaschinen erreichen die Kräfte Werte, die an die Kräfte im Haupttriebwerk kleiner und selbst mittlerer Maschinen heranreichen.

Es mögen die Kräfte von einer Schiebersteuerung, die zu einer Maschine von der Größe der in der Hauptaufgabe behandelten gehört, betrachtet werden. Der Schieber sei ein nicht entlasteter Muschelschieber, der als Grundschieber einer Ridersteuerung angehört.

Die der Bewegung des Schiebers sich widersetzenden Kräfte sind:

1. die Schieberreibung und Stopfbuchsreibung;
2. der Schieberbeschleunigungswiderstand;
3. bei stehenden Maschinen für die Aufwärtsbewegung das Schiebergewicht, wenn dasselbe nicht durch einen Tragkolben aufgenommen wird.

613. Die Kraft, mit welcher der Schieber auf die Lauffläche gedrückt wird, ist nicht genau bestimmbar, weil der Dampfdruck in den Laufflächen nicht angegeben werden kann. Den Gegendruck des Dampfes in den Laufflächen $= 0$ anzunehmen, wie es vielfach üblich, ist nicht berechtigt. Auch der Einwand, daß der Fehler dieser im Interesse größter Einfachheit zu machenden Annahme durch Einführung eines aus bewährten Ausführungen rückwärts mit der gleichen fehlerhaften Grundlage berechneten Flächendruckes für die Bemessung der Auflageflächen ausgeglichen werde, muß zurückgewiesen werden, weil der Grundsatz eine falsche Rückwirkung

auf die Entwurfsmaßnahmen hat: eine zwecks Verminderung eines zu hohen spezifischen Flächendruckes in den Laufflächen eingeführte Flächenvergrößerung würde rechnungsmäßig nicht denjenigen Erfolg haben, der tatsächlich hinsichtlich des Flächendruckes eintritt, indem eine Vergrößerung der Auflagerfläche rechnungsmäßig auch die Belastung in hohem Maße vergrößern würde.

Ein Teil der Schiebergrundfläche wird mit dem vollen Druckunterschied des Dampfes im Schieberkasten und Auslaß belastet, ein Teil mit dem Unterschied zwischen Schieberkastendruck und dem zeitlich wechselnden Druck im Zylinder, der Rest durch den Unterschied des Dampfdruckes auf die den Dichtungsflächen gegenüberliegenden Schieberflächen und den unbestimmten Dampfdruck in diesen Dichtungsflächen selbst, der durch die Gleitbewegung des Schiebers eine fortwährende Änderung erfährt.

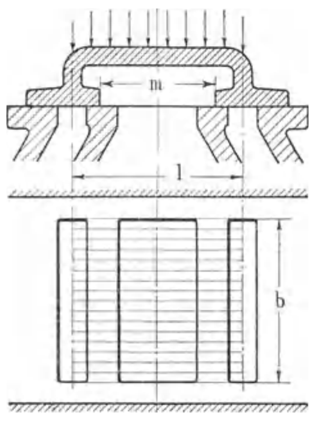


Fig. 178.

614. Die volle Druckdifferenz zwischen Schieberkastendruck und Druck im Auslaß (Druck der Atmosphäre oder im Kondensator, bei Hochdruckzylindern von Verbundmaschinen im Aufnehmer) kommt dauernd für die Fläche mb (Fig. 178) zur Wirkung.

In den Kanälen wird der Druck, entsprechend den Druckveränderungen im Zylinder, wechseln; daher wird auf die vom Schieber überdeckte Kanalöffnung zeitweise nicht der volle Druckunterschied wirken. Dieser Umstand mag dadurch zum Ausdruck gebracht werden, daß die Belastungsfläche mit dem vollen Druckunterschied bis zur Mitte der Kanäle reichend angenommen werde. Die kleinen der inneren Überdeckung entsprechenden Tragflächen sind dabei also noch mit in die Belastungsfläche eingerechnet.

Mit $l = 185$ und $b = 320$ mm ergibt sich eine dem vollen Druckunterschied ausgesetzte Belastungsfläche von $18{,}5 \cdot 32 = 592$ cm² (in der Figur durch leichte Längsschraffierung angedeutet).

Beträgt der Druck im Schieberkasten 7 Atm. abs., der Druck im Auslaß 0,2, so ist der Druck auf die Schiebermuschel $592\,(7 - 0{,}2) = 4025{,}6$ kg.

615. Der Überdruck auf die gleichzeitig als Dichtungsflächen dienenden Tragflächen, in welchen die Tragwirkung des sich zwischen die Flächen drängenden Dampfes nicht bekannt ist, möge durch einen Zuschlag von 20 Prozent auf die oben berechnete Belastung berücksichtigt werden; dann ist die Belastung $= 1{,}2 \cdot 4025{,}6 = 4830{,}7$ kg.

616. Für die Flächendruckberechnung der Gleitflächen des Steuerungsgestänges nehme man unter Voraussetzung eines mittleren Schmierungszustandes den Koeffizienten der Schieberreibung $= 0{,}1$ an. (Versuche haben bei gutem Schmierungszustand und gut eingelaufenen Schiebern 0,06 ergeben.)

Es ist dann die vom Gestänge zu überwindende Schieberreibung infolge des Dampfdruckes $= 0{,}1 \cdot 4830{,}7 = 483$ kg. Die Reibung durch das Gewicht des Schiebers ist unbedeutend und werde $= 17$ kg geschätzt, womit die ganze Schieberreibung 500 kg beträgt.

617. Hierzu kommt die Beschleunigungskraft, welche in den Endlagen am größten ist, wo auch der Reibungskoeffizient wegen der Reibung der Ruhe seinen Höchstwert erreicht.

Mit einer Exzentrizität von 60 mm und 130 Umdrehungen ist die Beschleunigung b bei der Schieberumkehr nach Anhang 8, indem die Geschwindigkeit des Exzentermittelpunktes

$$v = \frac{0{,}06 \cdot 2\,\pi \cdot 130}{60} = 8{,}17 \text{ m/sec ist; } \quad b = \frac{v^2}{r} = \frac{8{,}17^2}{0{,}06} = 11{,}1 \text{ m/sec}^2.$$

Schätzt man das Gewicht des Schiebers, der entgegen Fig. 178 als ein nicht entlasteter Muschelschieber mit Gehäuse für einen entlasteten Riderkolbenschieber ausgeführt (etwa entsprechend Führer S. 1106 Fig. 1094) gedacht werde, = 150 kg, das Gewicht des Steuergestänges = 50 kg, das Gewicht der hin und her gehenden Teile also = 200 kg, so wird die Beschleunigungskraft

$$B = \frac{11{,}1}{g}\,200 = \frac{11{,}1}{9{,}81}\,200 = 226 \text{ kg}.$$

Das Steuerungsgestänge hat also eine Kraft von 500 + 226 = 726 kg aufzunehmen, da durch den Einbau des für sich entlasteten Expansionsschiebers die Belastung des Grundschiebers durch den Dampfdruck keine Änderung erfährt, wenn die Spiegelabmessungen unverändert bleiben.

618. Für Steuerungsbolzen sollte man, wenn eine Nachstellung nicht vorgesehen ist, keinen höheren Flächendruck als 10 kg/cm² zulassen[1]). Daraus ergibt sich mit einem ungefähren Längenverhältnis von z. B. 1,4 bei einer Stangenkraft von 726 kg ein Durchmesser von 70 und eine Zapfenlänge von 100 mm. Das ist ungeschickt, deshalb möge ein Kopf mit nachstellbaren Lagern angenommen werden (Normalien für solche Köpfe vgl. Führer 42, 4—19).

Mit dem Flächendruck dürfte man bis an die bei Kreuzkopfzapfen zulässige Grenze gehen. Da jedoch eine Einschränkung auf die knappsten Maße hier kaum eine Ersparnis bringt, möge ein Zapfen von 40 mm Durchmesser und 55 mm Länge gewählt werden, welcher mit der obigen Kraft einen Flächendruck von rund 30 kg/cm² erhält.

619. Die Exzenterbreite b ist nach Art. 611 $= 0{,}1\,D + 15$ mm anzunehmen, wenn keine großen Kräfte auftreten. Sonst ist nachzuprüfen, ob keine zu große Erwärmung entsteht. Wenn der Wellendurchmesser im Exzentersitz $d = 230$ mm, die Exzentrizität 60 mm ist und die Stärke s gewählt wird $= 0{,}1\,(d + 2\,r) + 10$ mm, d. h. $= 0{,}1\,(230 + 120) + 10 = 45$ mm, so wird (nach Art. 611) $D = 2\,(r + s) + d = 2 \cdot 105 + 230 = 440$ mm. Mit $b = 0{,}1\,D + 15$ mm wird $b = 59$ oder rund $= 60$ mm. Wenn man auf beiden Seiten einen Rand von 10 mm läßt, bleibt eine Laufflächenbreite b_1 von 40 mm.

Nach Hütte 22. u. 23. Aufl. I, S. 892 ist zu setzen:

$$b \geqq \frac{P\,n}{w} \text{ cm},$$

mit $w = 10\,000$ für unausgegossene Exzenterbügel und $w = 20\,000$ für ausgegossene. Im ersten Falle ergibt sich mit $P = 726$, $n = 130$, die

[1]) Für Lokomotivsteuerungen werden viel höhere Flächendrucke bei nicht nachstellbaren Gelenken zugelassen. Man läßt sich hier, im Interesse der Einfachheit der Konstruktion, die Notwendigkeit gefallen, die Lageraugen häufiger ausbuchsen und die Bolzen häufiger ersetzen zu müssen.

Laufflächenbreite $b = 9{,}4$ cm; im zweiten Falle $= 4{,}7$ cm. Im zweiten Falle darf als Laufflächenbreite nur die Breite b_1, Fig. 177, als b im Sinne der Formel gerechnet werden. Das Exzenter nach der Faustformel für schwache Kräfte ist also, auch wenn der Bügel mit Weißmetall ausgegossen wird, zu schmal und möge auf 70 mm $= 10 + 50 + 10$ mm verbreitert werden.

620. Der Anteil, welchen die Beschleunigungskräfte an der Belastung des Steuerungstriebwerkes haben, ist, wie die obige Rechnung zeigt, nicht unbedeutend. Die Masse des Schiebers ist allerdings im vorliegenden Falle (Muschelschieber mit Riderschiebergehäuse) verhältnismäßig groß. Bei schnell laufenden Maschinen werden aber auch bei kleinerer Schiebermasse die Beschleunigungskräfte wegen der größeren Beschleunigungen nicht unbedeutend sein, und man wird auch bei entlasteten Schiebern nachzuprüfen haben, ob durch dieselben das Steuerungsgetriebe in den Laufflächen nicht zu stark belastet wird, wenn man dieselben nach einer Faustformel für geringe Kräfte bemißt.

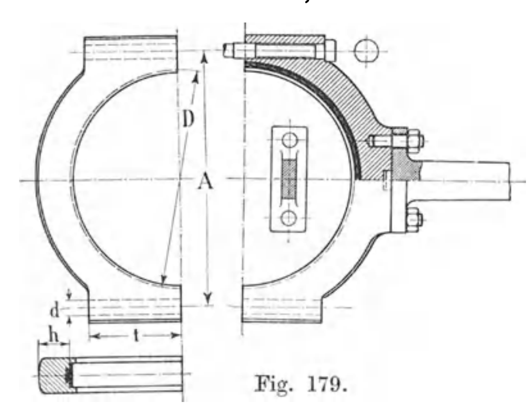


Fig. 179.

Das Gewicht des in dem Grundschieber laufenden entlasteten Expansionsschiebers möge $= 50$ kg gerechnet, seine Exzentrizität $= 61$ mm gewählt sein. Man übersieht sofort, daß bei 130 Umdrehungen und dem Fortfall der Reibungskräfte die Belastung des Gestänges so gering wird, daß die sich nach der Faustformel (Art. 611) ergebende Exzenterbreite mehr als ausreichend ist.

621. Für die Festigkeitsrechnung ist zu berücksichtigen, daß das Steuerungsgetriebe auch bei mangelhaftem Schmierungszustand des Schiebers den auftretenden Kräften gewachsen sein muß, weshalb hier mit einem höheren Schieberreibungskoeffizienten ($\mu = 0{,}2$) gerechnet werden muß. Für die Flächenpressungen hat eine zeitweise mangelhafte Schmierung des Schiebers nur eine vorübergehend stärkere Abnutzung oder äußersten Falles ein Warmlaufen zur Folge, so daß dort, um nicht unverhältnismäßig große Abmessungen zu erhalten, mit einem mittleren Schmierungszustand gerechnet werden konnte. Bei der Gefährdung auf Bruch ist dagegen der ungünstigere anzunehmen. Es ergibt sich damit die maximale Kraft im Steuergestänge (in dem sich nur die Reibungskräfte im Verhältnis der angenommenen Reibungskoeffizienten [0,2 : 0,1] vergrößern):

$$P_{max} = 2 \cdot 500 + 226 = 1226 \text{ kg}.$$

622. Die Bolzen, welche die beiden Hälften des **Exzenterbügels** zusammenhalten, haben nicht nur Zugkräfte zu übertragen, sondern sollen die beiden Hälften gut gegeneinander versteifen, indem sie die Flächen am Stoß scharf aufeinander pressen. Man wähle daher den Bolzendurchmesser d etwa $= 0{,}4\,b$ und prüfe nach, ob die Zugbeanspruchung 250 kg/cm² im Kern überschreitet. Statt $d = 0{,}4 \cdot 70 = 28$ mm wird gewählt eine Schraube von $1^1/_8'' = 28{,}57$ mm Bolzendurchmesser und 23,93 mm Kern-

durchmesser und 4,5 cm² Kernquerschnitt; aus $2\,\sigma_z\,4{,}5 = 1226$ ergibt sich $\sigma_z = 136$ kg/cm².

623. Der Bügel muß so steif sein, daß er keine erheblichen elastischen Deformationen erfährt, weil sonst infolge des Unrundwerdens stellenweise erhöhte unberechenbare Flächendrücke zwischen Exzenter und Bügel eintreten würden. Die Bolzen rücke man zur Kleinhaltung der biegenden Momente möglichst nahe zusammen, etwa auf

$$A = 1{,}1\,D + d = 512 \text{ mm}.$$

Fig. 180.

Um bei diesem kleinen Abstand genügend Platz für die Muttern und den Kopf zu gewinnen, ziehe man das Schraubenauge entsprechend weit herauf, d. h. mache die Höhe t so groß, daß auf der gewonnenen Auflagefläche die Mutter noch gedreht werden kann.

Eine Rechnung auf Deformation wird zu umständlich; deshalb mag eine Festigkeitsrechnung mit hinreichend kleinen Beanspruchungen die Deformationsrechnung ersetzen.

Belastungsfall: Eingespannter Träger, gleichmäßig über die Länge des Zapfendurchmessers belastet.

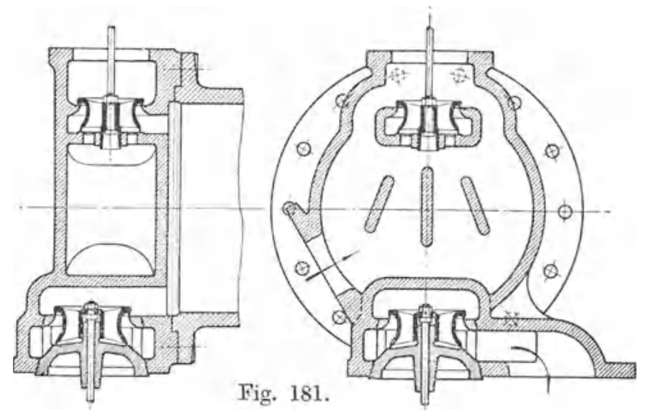
$$M = \frac{1226 \cdot 44}{12} = 4495 \text{ kg/cm}; \qquad M = \frac{b\,h^2}{6}\,k_b;$$

mit $k_b = 100$ wird $h = 6{,}2$ cm $= 62$ mm.

Die Annahme fester Einspannung setzt gute Aufeinanderpassung der Stoßflächen und kräftige Schrauben voraus (vgl. über Exzenter, Exzenterbügel, Exzenterstangen auch Führer 42, 20—30).

Einbau der Steuerorgane in die Deckel.

624. Der Einbau der Steuerorgane, besonders der Einlaßsteuerorgane, in die Zylinderdeckel, welcher bei Corlißsteuerung schon seit langer Zeit üblich ist, findet seit einer Reihe von Jahren auch für Ventilsteuerungen Anwendung, indem man die wirtschaftlichen Vorteile dieser Bauweise schätzen gelernt hat, und die Schwierigkeiten der Konstruktion und des Zusammenbaues teils überwunden hat, teils auf sich genommen hat.


Fig. 181.

Die Vorzüge des Deckeleinbaues sind: kurze gerade Kanäle von dem Deckel nach dem Zylinder, dadurch bedingt Verkleinerung der schädlichen Räume und schädlichen Flächen; Vermeidung der Deckeleinziehung, dadurch bedingt weiter Einschränkung der schädlichen Flächen durch Fortfall der Flächen der Einziehung; Möglichkeit, den Ventilkorb wenigstens für den Einlaß fortzulassen (Führer 48, 27); Heizbarkeit des Deckels mit strömendem Frischdampf (vgl. Fig. 181).

625. Der Einbau der Steuerorgane in die Deckel- oder Zylinderköpfe hat für den Ab- und Anbau des hinteren Deckels einige Umständlichkeiten zur Folge: Der Steuerungsantrieb für die im Deckel untergebrachten Steuerorgane muß beim Abbau des Deckels von dem Hauptsteuerungsantrieb gelöst werden; dann muß beim Abbau des Deckels der Anschluß des Einströmrohres und, sofern auch das Auslaßorgan im Deckel liegt, auch der des Ausströmrohres losgenommen werden.

Durch geeignete Konstruktion wird man diese Arbeiten so sehr wie möglich zu erleichtern suchen.

Für das Steuerungsgetriebe ist eine Konstruktion, welche eine leichte Trennung der am Deckel verbleibenden Steuerungsteile vom Hauptgetriebe gestattet, ohne große Schwierigkeiten durchführbar. Am einfachsten wird die Trennung der Steuerungsteile bei Anwendung der Daumenschiene (Anhang 22, Art. 65) oder ihrer kinematischen Umkehrung mit Rolle in der Schiene[1]).

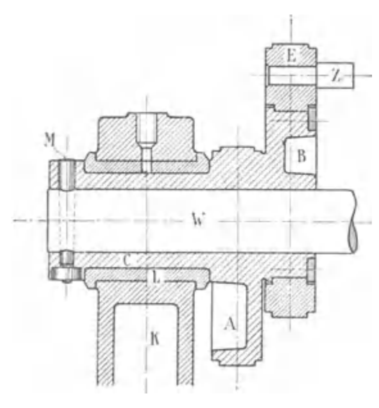


Fig. 182.

626. Etwas umständlicher wird die Konstruktion zur Erreichung eines leichten Ab- und Anbaues der Steuerungsgetriebeteile bei Anordnung einer Steuerwelle: Am besten wird das eine Steuerwellenlager am Zylinderdeckel selbst angebracht und die Lagerung der zugehörigen Exzenter so ausgeführt, daß sie mit dem Deckel zusammen abgerückt werden. Fig. 182 zeigt eine solche Anordnung für Stellexzenterregulierung mit Flachregler auf der Steuerwelle: Das Auslaßexzenter A ist mit dem festen Einlaßexzenter B und der kurzen Hohlwelle C aus einem Stück gegossen. Die Hohlwelle dreht sich in der Lagerschale L des Lagers K, welches an dem hinteren Zylinderdeckel angebracht ist, und wird durch den Mitnehmer M von der Steuerwelle W mitgenommen. Auf dem festen Einlaßexzenter B ist das Drehexzenter E beweglich, welches mit dem Zapfen Z in den Flachregler eingreift und von ihm verstellt wird.

Wenn der Zylinderdeckel abgerückt werden soll, wird der Mitnehmer M gelöst und die Steuerwelle mit dem schweren Regler unterstützt, weil der Steuerwelle beim Abrücken die Lagerunterstützung genommen wird.

627. Der Deckel wird, um den Ab- und Anbau in einfacher und sicherer Weise ohne Zuhilfenahme des Krans bewirken zu können und um beim Anbau die Stiftschrauben nicht zu beschädigen, zuweilen auf Gleitschienen abrückbar gemacht, mit Parallelführung durch zwei in den Gleitführungen liegende Zahnstangen. Die Drehung der kleinen Zahnradwelle erfolgt mittels Ratsche (vgl. die Abbildung 31 in der Ztschr. d. V. d. Ing. 1911 S. 1762).

Wesentlich vereinfacht wird der An- und Abbau des Deckels, wenn nur das Einlaßorgan in den Deckel eingebaut wird und das Gehäuse für das Auslaßorgan am Zylinder angebracht wird (Fig. 183), weil dann beim Abbau des Deckels nur der Anschluß des Einlaßrohres zu lösen ist.

[1]) Der Antrieb mittels Daumenschiene hat, wie alle direkten Antriebe von der Hauptwelle aus, den Nachteil, daß die Längenänderungen durch die Wärmedehnung die Dampfverteilung auf der Kurbel- und Deckelseite stark gegeneinander verschieben.

Abverlegung des Auslasses vom Zylinderende.

628. Die Bedingungen für die Lage des Auslaßkanals in bezug auf das Zylinderende sind wesentlich andere als die für die Lage der Einmündungsstelle des Einlaßkanals. Der Einlaßkanal muß, wenn das Einlaßorgan im Zylinderkörper liegt, um die Zylinderlauffläche herum, hinter den Kolben geführt werden, weil der Kolben sich zur Zeit der Dampfeinströmung in derjenigen Totlage befindet, von welcher aus die Einströmung erfolgt. Ganz anders beim Auslaß. Hier beginnt die Abströmung, wenn der Kolben sich weit entfernt von der Ausgangstotlage und bei der normalen Anordnung auch weit entfernt von dem zugehörigen Auslaßorgan nahe dem anderen Zylinderende befindet, und endet mit dem Beginn der Kompression, lange bevor der Kolben seine Ausgangsstelle wieder erreicht hat. Man darf also die Abströmstelle von dem Zylinderende abrücken und den Auslaßkanal die Zylinderlauffläche durchbrechen lassen. Dadurch wird die Herumführung des Austrittskanals um die Zylinderlauffläche, welche die Anwendung eingezogener Zylinderdeckel notwendig macht, vermieden.

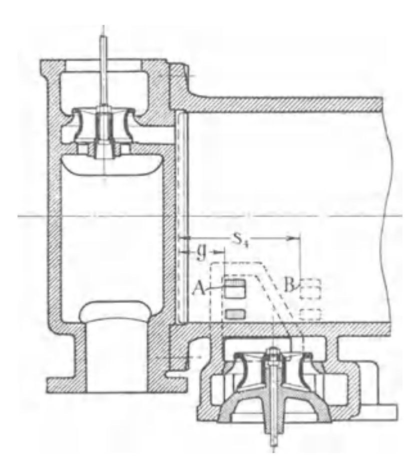


Fig. 183.

629. In Fig. 183 ist zunächst vorausgesetzt, daß die Kante A des Ausströmkanals nur soweit vom Ende des Zylinders abgerückt ist, daß hinter dem Zylinderflansch gerade noch die Muttern für die Deckelschrauben Platz finden. Die Deckelschrauben sind als Stiftschrauben in den Deckel eingeschraubt. Der Deckel ist, nur mit einem kleinen Zentrierrand versehen, flach aufgeschraubt, ebenso wie in Fig. 181, bei welcher beide Steuerorgane im Deckel liegen; die schädlichen Flächen der Deckeleinziehung sind vermieden.

630. Dem Arbeitskolben ist hier, bei dem kleinen Abstande g, noch keine Steueraufgabe zugewiesen, das Auslaßventil steuert noch sowohl das Ende wie den Beginn der Ausströmung. Man kann über das kleine Maß g, welches lediglich durch die Rücksicht auf das Anziehen der Deckelschrauben auf der Seite des Zylinderflansches bestimmt ist, noch hinausgehen, weil mit der Verschiebung der Abströmstelle noch ein wärmetechnischer Erfolg erzielt wird: durch die Hinausverlegung des Gehäuses für den Auslaß aus dem Füllungsbereich des Dampfes werden die Nachteile dieses Teils des schädlichen Raumes und seiner Flächen, welche gerade der Beströmung durch den kälteren Abdampf ausgesetzt sind, gemindert. Der Raum kommt bei hinreichend weiter Hinausverlegung mit Frischdampf überhaupt nicht in Berührung, mit Expansionsdampf von hoher Temperatur nur kurze Zeit.

631. Es fragt sich, wie weit darf man mit der Hinausverlegung der Abströmstelle gehen? Wenn eine bestimmte Kompression als die vorteilhafteste erkannt ist, offenbar so weit, daß der Kolben mit seinem Rande beim Ausschub die Kante A in dem Augenblick überfährt, in welchem die Kompression beginnen soll.

Wenn also s_4 Fig. 183 der vorteilhafteste Kompressionsweg ist, dürfte die Kante A bis B und mit ihr das Steuerorgan entsprechend verschoben werden. Eine Steueraufgabe braucht hierbei dem Arbeitskolben noch nicht zuzufallen; das Auslaßventil kann vielmehr in demselben Augenblick abschließen, in dem der Kolbenrand die Kanalkante überfährt.

632. Am größten ist der zweckmäßige Kompressionsweg bei Einzylindermaschinen mit Kondensation, bei welchen auch eine möglichst weite Verlegung des Auslaßorgans und seines Gehäuses vom Deckel weg erwünscht ist. Wenn freilich die Maschine bei verstellter Auslaßsteuerung zeitweise mit Auspuff soll arbeiten können, darf die Abströmstelle nur bis zu dem hierdurch gebotenen Maß abgerückt werden. Beim Arbeiten mit Kondensation schließt dann das Auslaßorgan lange vor dem Überlaufen des Kolbens über den Abströmkanal ab.

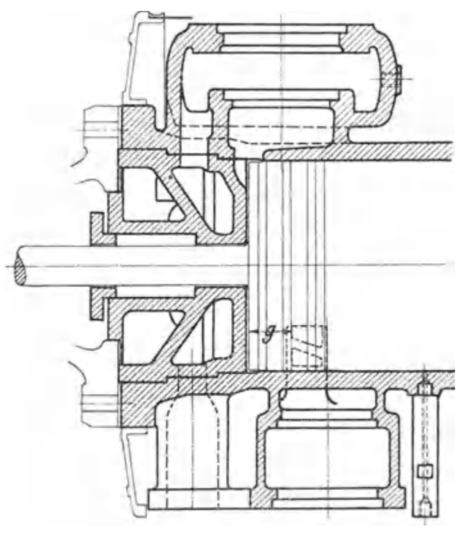


Fig. 184.

633. Fig. 184 zeigt eine Anordnung, bei welcher die Abströmstelle in der erläuterten Weise vom Zylinderende abgerückt ist, das Einlaßventil jedoch nicht in den Deckel, sondern in der sonst üblichen Weise in den Zylinderkörper gelegt ist. Man hat hier die oben erwähnte Umständlichkeit mit dem Ab- und Anbau des Steuerungstriebwerkes beim Abnehmen des Zylinderdeckels für so belangreich gehalten, daß man auf den Einbau des Einlaßventils in den Deckel verzichtet hat. Dagegen hat man an den jetzt bei Einzylindermaschinen mit Kondensation und überhitztem Dampf mit Rücksicht auf die Wärmeökonomie ziemlich allgemein angewandten „Stromdeckeln“, d. h. Deckeln, die von dem gesamten Arbeitsdampf der betreffenden Zylinderseite durchströmt werden, festgehalten; die Unbequemlichkeit beim Abnehmen des Zylinderdeckels den Einlaßflansch lösen zu müssen, hat man dadurch vermieden, daß man mit dem Einlaßanschluß durch die Zylinderwandung hindurch in den Deckel gegangen ist. Dadurch werden zwei hintereinanderliegende Dichtungsleisten erforderlich, deren gleichzeitiges Dichthalten bei starrmetallischer Dichtung vielleicht etwas Schwierigkeiten macht. Wenn man glaubt, die Dichtung durch Einschleifen allein nicht sicherstellen zu können, kann man die eine Leiste einschleifen, die andere etwas absetzen und in den Spielraum einen plastischen Dichtungsring von genau bemessenem Querschnitt einlegen.

634. Wenn bei Ventilsteuerungen das Auslaßorgan in den Zylinderkörper, die Einlaßventile in die Deckel eingebaut sind, ergibt sich für den Antrieb der Auslaßventile eine kleine bauliche Schwierigkeit beim Antrieb von einer Steuerwelle mit Flachregler, weil die Einlaßexzenter mit Rück-

sicht auf eine einfache Übertragung der Stellbewegung des Regulators auf die Stellexzenter nach innen verlegt werden müssen.

Man könnte die innen liegenden Auslaßventile von den außen liegenden Auslaßexzentern mittels Versatzhebel antreiben. Einfacher und vor allem für den Abbau des Deckels zweckmäßiger ist die folgende, in Fig. 185 dargestellte Anordnung. Die beiden Auslaßventile werden von einem gemeinsamen Exzenter angetrieben, welcher auf der Kurbelseite angebracht ist und seine Bewegung auf eine durchgehende Schwingwelle überträgt, von welcher aus die Bewegung weiter nach den Auslaßventilen geleitet wird.

Das deckelseitige Lager der Schwingwelle wird zweckmäßig nicht an dem mit dem Deckel abrückenden Hauptkonsol angebracht, sondern von

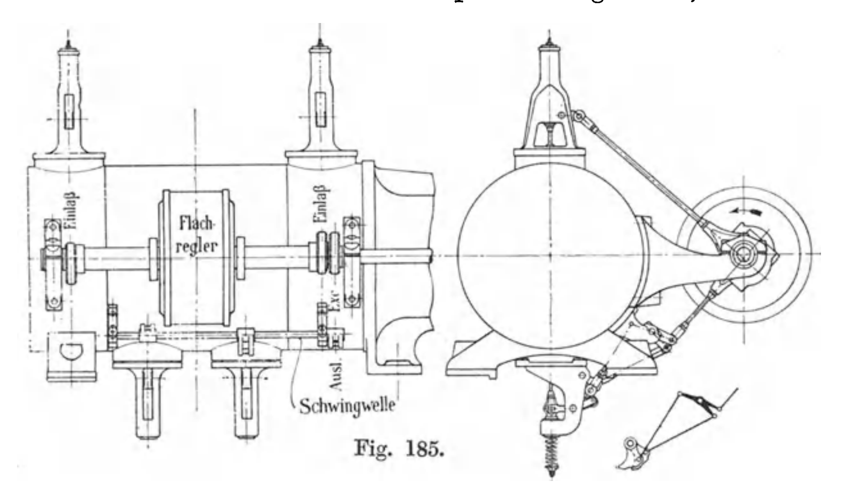


Fig. 185.

einem besonderen, mit dem Zylinderflansch verbundenen Lagerarm aufgenommen, so daß die Auslaßsteuerung von dem Abbau des Deckels nicht berührt wird.

Der Abverlegung des Auslasses vom Zylinderende steht nahe die Frage der

Heranziehung des Arbeitskolbens zur Steuerung des Auslasses.

635. Dem Kolben kann auch eine Steueraufgabe zugewiesen werden, sei es um ein besonderes Steuerorgan für den Auslaß ganz zu sparen, sei es um die Abschluß- und Abflußverhältnisse zu verbessern.

Wenn entgegen Art. 631 Fig. 183 die Abströmöffnung so weit vom Zylinderende abgerückt wird, daß der Kolben die Kante B überfährt, bevor das eigentliche Auslaßorgan abgeschlossen hat, so nimmt er damit an der Steuerung des Auslasses teil, er besorgt den Abschluß des Auslasses und bestimmt den Beginn der Kompression; das Ventil regelt dann den vorausgehenden Beginn der Ausströmung.

Die Arbeitskolbensteuerung und die Ventilsteuerung liegen in Hintereinanderschaltung wie bei einer Doppelschiebersteuerung für den Einlaß der Expansionsschieber und der Grundschieber. Es kann Dampf nur austreten, wenn beide Steuerungsquerschnitte geöffnet sind. Diese Steuerungsart soll erst weiter hinten besprochen werden. Es soll zunächst der konstruktiv einfachere Fall behandelt werden, bei welchem

das nachgeschaltete Auslaßsteuerorgan ganz fortfällt und der Auslaß durch den Arbeitskolben mit Zylinderschlitzen allein gesteuert wird. Es sollte hier zunächst nur gezeigt werden, daß die Steuerungsart mit Arbeitskolbensteuerung und nachgeschalteten, an den Laufzylinder angebauten Steuerorganen ohne weiteres durch eine reine Maßveränderung aus der Anordnung mit vom Zylinderende abverlegten Steuerorganen ohne Mitwirkung des Arbeitskolbens an der Steuerung abgeleitet werden kann.

Die sogenannte Gleichstromdampfmaschine.

636. Wenn der Arbeitskolben mit den Zylinderschlitzen allein den Auslaß unter Fortlassung der nachgeschalteten Steuerorgane steuern soll, fällt ihm auch die Steuerung des Beginns der Ausströmung, d. h. der Vorausströmung zu. Damit die Vorausströmung nicht zu früh stattfindet, muß die Kante A Fig. 183 S. 237 für den Kolbenlauf von links nach rechts so weit hinausgerückt werden, daß die Vorausströmung zur normalen Zeit beginnt. Bei den sehr reichlichen Abströmungsquerschnitten darf die Vorausströmung etwas später beginnen als bei normaler Steuerung. Der bei dieser Maschinenart übliche Vorausströmungsweg von 10% bis Hubende ist jedenfalls schon reichlich. Damit wird der Kolbenweg vom Hubanfang gleich 90%, d. h. das Maß g Fig. 183 und 184 muß $= 0{,}9\,s$ sein, wenn s der Kolbenhub ist.

637. Indem nun aber die Kante A gleichzeitig die steuernde Kante für den Beginn der Kompression beim Rückgang ist, wird der Kompressionsweg gleich 90%. Beginn der Vorausströmung und Beginn der Kompression liegen im Dampfdiagramm senkrecht untereinander[1]).

Denkt man sich in Fig. 186 S. 243 den kleinen Hilfsauslaß mit dem Tellerventil fort, so hat man eine Auslaßsteuerung mit dem Arbeitskolben allein, eine reine Gleichstrommaschine.

638. Wenn solche Maschinen doppeltwirkend sind, muß der Kolben eine bestimmte, sehr beträchtliche Mindestlänge erhalten, damit der Schlitz den Auslaß auf der anderen Kolbenseite nicht zur Unzeit öffnet. Die Schlitze für die Kurbelseite und Deckelseite werden hier zu einem einzigen vereinigt. Von den beiden Kanten des Schlitzes ist die dem Volumennullpunkt der betreffenden Zylinderseite nächstgelegene die abschneidende für diese Zylinderseite. Es folgt hieraus nach Fig. 186 S. 243 die Kolbenlänge h, wenn s_5 der vom Beginn der Vorausströmung bis zum Hubende zurückzulegende Kolbenweg, a die Kanalbreite, s der Hub der Maschine ist, indem man sich den Kolben einmal in die rechte Totlage und dann, wie gestrichelt angegeben, in die linke Totlage gebracht denkt

$$h = s - c, \quad c = a + 2\,(s_5 - a), \quad c = 2\,s_5 - a, \quad \text{also} \quad h = s + a - 2\,s_5.$$

Für die Länge des Zylinders zwischen den Deckeln behalten die allgemeinen Regeln (Art. 250) Gültigkeit, ebenso für die Lauflänge des Zylinders die Regel Art. 251, wenn h_1 der Abstand der äußeren Ränder der äußeren Kolbenringe voneinander ist.

---

[1]) Das gilt rein geometrisch. Bezüglich der Dampfabführung bestehen jedoch kleine Unterschiede wegen der Undichtheiten von Kolbenrand bis zum Ring. Gegenüber den großen Ausstoßdampfmengen der Vorausströmung kann der Kolbenrand annähernd als dichtend angesehen werden, gegenüber dem dünnen Ausschub nicht. Man mag den Kompressionsweg um $^2/_3$ der Höhe des Kolbenrandes kleiner annehmen.

639. Die Anordnung mit Arbeitskolbensteuerung für den Auslaß und in die Deckel eingebauten Steuerorgane ist von Professor Stumpf in Berlin geschaffen, wenn auch die Arbeitskolbensteuerung sowohl wie der Deckeleinbau der Einlaßorgane aus z. T. weit zurückliegender Vorzeit je in Einzelanwendung nicht unbekannt waren. Das System dieser von Stumpf als Gleichstromdampfmaschine bezeichneten Maschine ist von ihm in den Einzelheiten in mustergültiger Weise durchgebildet.

Als die Maschine im Jahre 1909 (Ztschr. d. V. d. Ing. S. 1114) bekannt wurde, erregte sie durch die wirtschaftlichen Ergebnisse das allergrößte Aufsehen. Durch ihre Einführung ist nicht nur ein neues System geschaffen, sondern es hat die Entwicklung der Einzylindermaschine mit Kondensation einen mächtigen Anstoß erhalten, so daß sie in manchen Fällen die Verbundmaschine wieder aus dem Felde geschlagen hat.

Die Maßnahmen, welche den Erfolg begründen, sind: Einbau der Steuerorgane in die mit strömendem Dampf geheizten Deckel, Hinausverlegung der Auslaßsteuerung aus dem Füllraum des Dampfzylinders bzw. vollständiger Fortfall besonderer Organe durch die reine Arbeitskolbensteuerung. Anwendung von hoch überhitztem Dampf. Anpassung der Massendrücke an die Dampfkräfte derart, daß höhere Eintrittsdrucke anwendbar sind, als sie sonst bei Einzylindermaschinen für zulässig gehalten wurden (vgl. zum letzten Punkt Art. 33 bis 37). Bemerkenswert ist aber, daß die bekanntgewordenen Verbrauchswerte sich auf verhältnismäßig große Maschinen mit entsprechend großem Hub und entsprechend großer Kolbengeschwindigkeit beziehen.

640. Der Verfasser kann jedoch der Behauptung Stumpfs nicht beitreten, daß der Strömungsart in der Maschine, die ihr auch den Namen Gleichstrommaschine gegeben hat, der Hauptanteil oder auch nur ein beträchtlicher Anteil an dem wärmewirtschaftlichen Erfolg zuzuschreiben ist. Der Verfasser hat gleich nach Erscheinen des eben erwähnten Aufsatzes in einer längeren Zuschrift an die Ztschr. d. V. d. Ing. (1909, S. 1558) zu dieser Auffassung Stellung genommen und die anderen oben angeführten Besonderheiten als die Hauptursache des wirtschaftlichen Erfolges bezeichnet. Er steht heute noch im wesentlichen auf demselben Standpunkte und wird in ihm bestärkt durch vergleichende Versuche, welche er durch das Entgegenkommen der Firma Heinrich Lanz in Mannheim im Jahre 1911 anstellen konnte; ferner durch ähnlich günstige Ergebnisse, die später mit zweckmäßig gebauten Einzylindermaschinen ohne das Gleichstromprinzip von verschiedenen Firmen erreicht wurden.

641. Eine Schwierigkeit, welche sich der allgemeinen Anwendung des reinen Gleichstromsystems entgegenstellt, ist die Notwendigkeit eines hohen Vakuums oder der künstlichen Vergrößerung des schädlichen Raumes, um ein übermäßiges Ansteigen der Kompression zu verhüten. Für Auspuffmaschinen kommt das (auch hierfür versuchte) System kaum in Frage. Für Kondensatormaschinen sind die Vorteile besonders der Einfachheit so beträchtlich, daß sich die Aufwendungen für die Erzeugung und Sicherstellung eines hohen Vakuums in vielen Fällen lohnen.

642. Ein besonderer Vorteil ist für gewisse Fälle der große Auslaß*querschnitt* des Zylinderschlitzes, welcher auch bei hohem Expansionsenddruck die große Ausstoßdampfmenge zwanglos abführt. Diese Eigenschaft der Maschine läßt große Füllungen und damit große Leistungsstei-

gerung bei voller Drehzahl zu und macht die Maschine als Schwungradwalzenzugmaschine mit Kondensation besonders geeignet.

643. Es seien hier noch einige Literaturangaben über die Maschinenart und über verwandte Bauarten angefügt: Stumpf, Die Gleichstromdampfmaschine; München und Berlin; 1. Aufl. 1911, 2. Aufl. 1921. Aus der Ztschr. d. V. d. Ing. außer den auf S. 241 angeführten Stellen 1910 S. 1890, 2089, 2144, 2072; 1911 S. 923, 988, 1026, 1686, 1699, 1956; 1912 S. 159; 1913 S. 662, 1074; 1914 S. 728, 1169; 1921 S. 492, 686; vgl. ferner Führer S. 1193 bis 1200. Historisch sind noch folgende Aufsätze und Figuren aus der Ztschr. d. V. d. Ing. beachtenswert: 1888, S. 544; 1896 S. 162, 299 Fig. 1 und 2, S. 647; 1909 S. 1561.

Gleichstrommaschine mit Hilfsauslaß für Ausschubdampf.

644. Den Schwierigkeiten und wirtschaftlichen Nachteilen, welche sich bei mäßigem Vakuum oder beim Nachlassen eines sonst guten Vakuums ergeben, kann man durch eine der Arbeitskolbensteuerung parallel geschaltete Hilfssteuerung begegnen. Dem besonderen Auslaßorgan fällt dann die Aufgabe zu, den Auslaß bis zum planmäßigen Beginn der Kompression offen zu halten.

Gegenüber einem normal, ohne Zuhilfenahme des Arbeitskolbens, gesteuerten Auslaß hat die Kombination den Vorteil, daß die Arbeitskolbensteuerung sehr große Strömungsquerschnitte für die Abführung des Ausstoßdampfes freigibt und daß für die Abführung des Vakuumdampfes im Ausschub sehr hohe Geschwindigkeiten zugelassen werden können, ohne daß die Gefahr zu hoher Gegendrucke entsteht. Die üblichen, der Querschnittsberechnung der Steuerorgane für den Abfluß von Vakuumabdampf zugrunde gelegten niedrigen Werte von w (Anhang 19) nehmen auf die sehr beträchtlichen im Ausstoß abzuführenden Dampfmengen Rücksicht, weil anderenfalls die Vorausströmung (vgl. Anhang 20) zu groß werden müßte. Wenn der Ausstoßdampf aber besonders abgeführt wird, darf man mit der mittleren Geschwindigkeit des Ausschubdampfes der Maschinen mit Kondensation unbedenklich auf 80 m und auch noch auf mehr gehen. Der Querschnitt der an das Hilfssteuerorgan anschließenden Abdampfrohrleitung sollte indes reichlicher bemessen werden.

645. In Fig. 186 ist das Hilfsauslaßorgan als einfaches Tellerventil ausgeführt gedacht, welches den Vorzug zuverlässigerer Dichtung gegenüber den Doppelsitzventilen hat. Es macht hier wenig aus, daß das Ventil nicht entlastet ist; denn einmal ist es verhältnismäßig klein, dann ist der Druck, gegen welchen das Ventil geöffnet werden muß (ähnlich wie bei den Auslaßventilen der Gasmaschinen, die auch als Tellerventile ausgeführt werden), nicht hoch (Expansionsenddruck) und schließlich kann bei der vorliegenden doppelten Auslaßsteuerung das Ventil von dem Öffnungsgegendruck dadurch fast vollständig befreit werden, daß durch entsprechende Wahl des Voreilwinkels und der Überdeckung das Tellerventil erst angehoben wird, nachdem der Arbeitskolben den Schlitzauslaß geöffnet hat und den größten Teil des Dampfes ausgelassen hat.

646. Bei der Anordnung Fig. 186 sind drei Schlitzreihen im Zylinder erforderlich: eine um den ganzen Zylinder herum reichende in der Mitte mit reichlich weiten Öffnungen für die Abführung des Ausstoßdampfes und zwei kleinere in der Nähe der Zylinderenden für die Abführung des Ausschubdampfes.

Hinsichtlich der zulässigen Größe des Maßes g Fig. 186 gilt dasselbe, was in Art. 631 über das Abverlegen der Abströmstelle vom Zylinderende ohne Steuerwirkung des Arbeitskolbens gesagt ist.

647. Wenn die Einlaßsteuerung eine Schiebersteuerung ist, wird der Hilfsauslaß zweckmäßig mit dem Einlaßschieber, welcher dann als eine Art Muschelkolbenschieber ausgeführt wird, vereinigt. Das ist eine Anordnung, welche neuerdings von R. Wolf A.-G., Magdeburg-Buckau für den Niederdruckzylinder von Verbundmaschinen (Industrielokomobilen) angewandt wird. Die Schlitze für den Hilfsauslaß fallen hier natürlich fort, da derselbe wegen der Vereinigung mit dem Einlaßsteuerorgan nicht vom Zylinderende abverlegt ist.

648. Auch sonst bietet die Abverlegung des parallel geschalteten Hilfsauslassers vom Zylinderende keinen erheblichen Vorteil, da bei seiner Kleinheit auch die schädlichen Räume nur klein sind. In Fig. 186 ist das Hilfsauslaßventil nur deshalb an den eigentlichen Zylinder mit Schlitzen angebaut, weil das Einlaßventil in den Deckel eingebaut ist und auf diese Weise vermieden wird, den Steuerungsantrieb und den Dampfanschluß des Hilfsauslasses beim Öffnen des Zylinders lösen zu müssen (vgl. Art. 633 und 634).

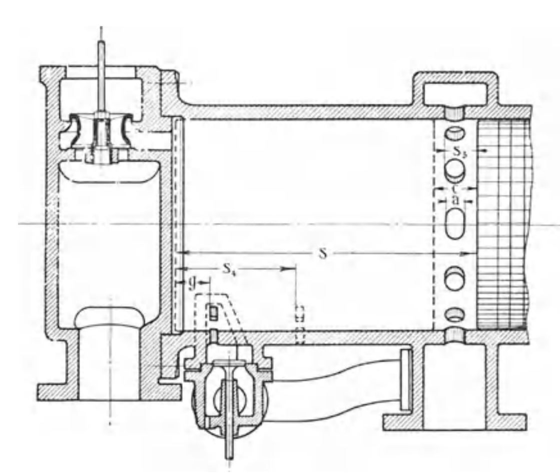


Fig. 186.

649. Zuweilen werden parallel zum Schlitzauslaß geschaltete Hilfssteuerorgane lediglich zum Zwecke des Anlassens angeordnet und nach Ingangsetzung der Maschine abgeschaltet. Wenn nämlich die Kondensation unmittelbar von der Maschine angetrieben wird, ist anfangs kein Vakuum vorhanden; der Kompressionsenddruck würde also ins Ungemessene steigen. Hilfsauslaßorgane, welche diesem Zwecke dienen, dürfen, da die Maschine anfangs langsam läuft, sehr kleine Abmessungen erhalten. Das am häufigsten angewandte Mittel, um Gleichstrommaschinen mit angehängter Luftpumpe anzulassen, ist jedoch die vorübergehende Zuschaltung von zusätzlichen schädlichen Räumen.

650. Die Kolbenlänge muß bei parallel geschaltetem Hilfsauslaß ebenso groß sein wie bei der reinen Gleichstrommaschine. Hinsichtlich der Steigerungsfähigkeit der Leistung gilt ebenfalls das für sie (Art. 642) Gesagte.

Steuerung des Auslasses durch den Arbeitskolben mit nachgeschalteten Auslaßorganen.

651. Diese Steuerungsart ist in großen Zügen bereits durch den Art. 635, z. T. auch schon durch die Art. 628 bis 634 erläutert. Sie unterscheidet sich von den bisher besprochenen Arbeitskolbensteuerungen wesentlich dadurch, daß sie keinen Langkolben verlangt, sondern einen Kolben

von normaler Höhe zu verwenden gestattet, weil das nachgeschaltete Auslaßsteuerorgan nach Überfahrung des Zylinderschlitzes durch den Kolben den vorzeitigen Austritt bis zum planmäßigen Voraustritt verhindert.

Der Vorteil der reinen Gleichstrommaschine und der Gleichstrommaschine mit parallel geschaltetem Hilfsauslaß, für den Ausstoßdampf sehr bedeutende Querschnitte freizugeben und damit für besondere Zwecke eine große Leistungssteigerung zu gestatten, besteht bei der Steuerungsart zunächst nicht, weil die nachgeschalteten Auslaßorgane den Abflußquerschnitt bestimmen. Bei der im Art. 652 bis 657 erläuterten Sonderkonstruktion bleibt jedoch auch dieser Vorteil gewahrt. In der Wahl der Kompression ist man annähernd ebenso frei wie bei der Maschine mit parallel geschaltetem Hilfsauslaß. Die kleinste mögliche Kompression genügt jedenfalls, um bei Maschinen mit Kondensation auch bei mäßigem und zeitweise nachlassendem Vakuum Drucküberschreitungen durch Kompression zu vermeiden.

652. Die Bauart Hunger (Fig. 187), welche von der Deutschen Maschinenfabrik A.-G. (Demag) für Schwungrad-Walzenzugmaschinen mit ihren großen Ansprüchen an die zeitweise Leistungssteigerungsfähigkeit ausgeführt wird, hat mit der Gleichstrommaschine den Vorzug gemein, große Dampfmengen im Ausstoß abführen zu können; das ist dadurch erreicht, daß die Auslaßschlitzen so nahe zusammengerückt sind, daß sie beide frei liegen, wenn sich der Kolben in den Endlagen befindet. Die Auslaßventile sind während der Ausstoßperiode beide geöffnet. Dadurch wird bei normaler Größe der Auslaßventile für den Abfluß des Ausstoßdampfes der doppelte Querschnitt geschaffen.

Wenn keine besonders große Leistungssteigerung gefordert wird, wie es bei normalen Betriebsmaschinen, angesichts der an sich schon großen Leistungssteigerungsfähigkeit von Maschinen mit Kondensation der Fall ist, dürfen die Auslaßsteuerorgane kleiner als normal ausgeführt werden.

653. Der kleinste erreichbare Kompressionsweg wird für normale Vorausströmung wie folgt gefunden. Die Vorausströmung möge mit der Formel 1 des Anhanges 20 berechnet werden[1]), nachdem vorerst der Querschnitt f jedes Auslaßorgans gesondert gerechnet oder auf Grund besonderer Erwägungen (nach Art. 652 letzter Satz) gewählt ist. In die Formel ist der bei der geforderten Höchstleistung eintretende Expansionsenddruck p_2 und statt f der doppelte Wert $2\,f$ einzusetzen.

654. Auf der rechten Kolbenseite beginnt die Kompression, wenn der rechte Kolbenrand die Schlitzkante C überfährt (Kompressionsweg s_4). Auf der linken Kolbenseite beginnt die Vorausströmung, wenn der linke Kolbenrand die Schlitzkante V überfährt. Mit den Bezeichnungen der Fig. 187 folgt

$$s_4 = h + q \quad \text{und} \quad s_5 = q + a,$$

also

$$s_4 = h + s_5 - a.$$

Dies ist der kleinste mögliche Kompressionsweg. Man kann ihn ohne an den Maßen des Zylinders und der Lage der Schlitze irgend etwas zu ändern,

[1]) Wie der Kolbenweg nach Berechnung der Sehnenlänge S des Voraustrittsbogens bestimmt wird, ist auf der linken Seite der Fig. 187 für den Austritt auf der ungünstigeren Kurbelseite dargestellt. Rechts möge der Abstand des Schlitzes vom Zylinderende ebenso groß wie links angenommen werden, obwohl er nach den im Anhang 22, Art. 10 u. 11 aufgestellten Grundsätzen etwas kleiner sein dürfte.

nach freiem Ermessen durch die Einstellung und Konstruktion der äußeren Steuerung auch vergrößern, indem man das in Frage kommende nachgeschaltete Steuerorgan früher abschließen läßt, als der Kolbenrand die Kante C des Schlitzes überfährt.

655. Der Voreilwinkel δ_a für die nachgeschalteten Auslaßorgane wird meist gleich 0° (entsprechend einem Versatzwinkel, Kurbel und Exzenter

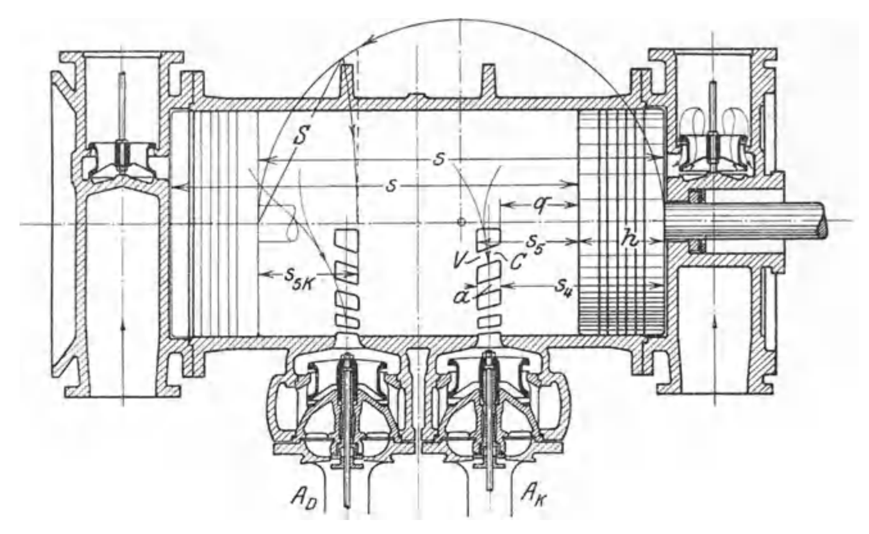


Fig. 187.

von 90° bei der äquivalenten normalen Schiebersteuerung) gewählt. Doch besteht hierzu kein Zwang; man kann δ_a zur Erreichung besonderer Wirkungen nach eigenem Ermessen auch anders wählen. Es ist aber zu beachten, daß beim Überfahren des ersten Schlitzes das zugehörige Steuerorgan geschlossen sein muß, daß es aber beim Überfahren des zweiten (nicht zugehörigen) Schlitzes schon wieder geöffnet werden muß. Die Zeit des Geschlossenseins ist also sehr klein, die des Offenseins sehr groß. Man kommt auf große negative Überdeckungen; diese sind sowohl bezüglich der Öffnungsverhältnisse wie auch der Antriebsverhältnisse günstig.

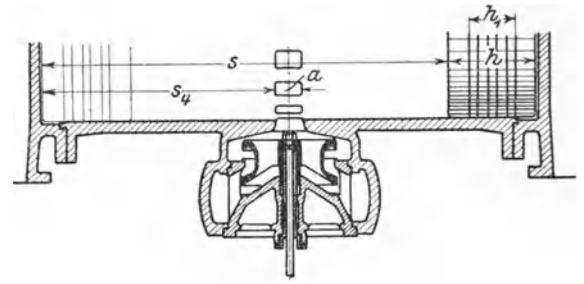


Fig. 188.

656. Eine andere Form einer Maschine mit Arbeitskolbensteuerung und nachgeschaltetem Auslaßsteuerorgan ist in Fig. 188 dargestellt. Man kann sie sich aus der vorigen dadurch entstanden denken, daß die beiden Steuerorgane zu einem zusammengezogen sind; doch sind die Steuerwirkungen und die Voreilwinkel wesentlich andere. Der Kompressionsweg ist größer, nämlich

$$s_4 = \tfrac{1}{2}(s + h - a)$$

immerhin aber für Betrieb mit Kondensation noch nicht übermäßig groß. Für h kann entsprechend der Fußnote zu Art. 637 auch ein kleinerer zwischen h und h_1 liegender Wert eingeführt werden.

657. Das Steuerorgan muß während einer Umdrehung zweimal geöffnet werden. Die Öffnung beginnt bei dem planmäßigen Beginn der Vorausströmung auf der Kurbel- und Deckelseite und muß beendet sein, bevor der Kolben den Zylinderschlitz auf der Triebseite freigibt, und zwar ist wegen der unzulänglichen Dichtung durch den Kolbenkörper hier die Kolbenlänge h_1 einzuführen. Der zugehörige Kolbenweg vom Ausgangstotpunkt der Triebseite aus gerechnet ist $s_6 \leqq \frac{1}{2}(s + h_1 - a)$. Es ist die endliche Stangenlänge bei Aufsuchung des Abschlußkurbelwinkels zu berücksichtigen und der rechtzeitige Abschluß für die ungünstigere Seite sicherzustellen. Aus den vorstehenden Bedingungen wird der Voreilwinkel und i/r für das nachgeschaltete Auslaßorgan gefunden.

658. Bei normal bemessenem Auslaßorgan sind keine übermäßigen Leistungssteigerungen mit dieser Maschine erreichbar, sondern nur die immerhin sehr großen Leistungssteigerungen von Einzylindermaschinen mit Kondensation. Maschinen dieser Art werden von der Hannoverschen Maschinenbau-Aktiengesellschaft (Hanomag) ausgeführt.

659. Bei allen Maschinen mit Arbeitskolbensteuerung und nachgeschalteten Auslaßorganen tritt beim Überfahren des Schlitzes der schädliche Raum des Auslaßorgans hinzu. Wenn die Expansion schon begonnen hat, tritt dann ein Spannungssprung ein. Der zweite Teil der Expansionslinie ist aus einem anderen Nullpunkt, entsprechend einem größeren gesamten schädlichen Raum zu konstruieren.

Anhang 1.

Leistungsgleichungen und Hauptmaße.

1. Es ist allgemein (auch bei Viertaktverbrennungskraftmaschinen) üblich, den mittleren indizierten Druck p_i nur auf einen Hub zu beziehen, auch wenn zur Beschreibung des Arbeitsdiagramms mehrere Hübe erforderlich sind. Daher ist ganz allgemein die bei einem vollen Spiel (2 oder 4 Hüben) geleistete Arbeit auf einer Kolbenseite

$$s F p_i,$$

worin F die Kolbenfläche in Quadratzentimeter, p_i der mittlere indizierte Druck in Kilogramm pro Quadratzentimeter und s der Hub in Meter ist. Mit diesen Maßen erhält man die Arbeit in Kilogrammeter. Um diese Arbeit zu leisten sind bei der einfach wirkenden Dampfmaschine 2 Hübe oder 1 Umdrehung, bei der einfach wirkenden Viertaktverbrennungskraftmaschine 4 Hübe oder 2 Umdrehungen erforderlich.

Die Arbeit einer Umdrehung oder zweier Hübe ist danach gleich

$$s F p_i \quad \text{bzw.} \quad \tfrac{1}{2} s F p_i.$$

Die Arbeit von n Umdrehungen ist also

$$n s F p_i \quad \text{bzw.} \quad \tfrac{1}{2} n s F p_i$$

und wenn n die Zahl der Umdrehungen in einer bestimmten Zeit ist, und zwar in einer Minute, so ist die sekundliche Leistung

$$L_i = \frac{n}{60} s F p_i \qquad \text{bzw.} \qquad L_i = \frac{1}{2}\frac{n}{60} s F p_i. \tag{1}$$

Wenn die Maschine doppelt wirkend ist, ist ihre Leistung bei beiderseits gleicher Kolbenfläche doppelt so groß, nämlich

$$L_i = 2\frac{n}{60} s F p_i \qquad \text{bzw.} \qquad L_i = 1 \cdot \frac{n}{60} s F p_i. \tag{2}$$

2. Wenn man sich einheitlich auf die doppelt wirkende Dampfmaschine bezieht, so folgt aus den vier Gleichungen (1) und (2) die sekundliche Leistung in Kilogrammeter allgemein

$$L_i = m\, 2 \frac{n}{60} s F p_i, \tag{3}$$

worin zu setzen ist

$m = 1$ bei doppeltwirkenden Dampfmaschinen und doppeltwirkenden Zweitaktverbrennungskraftmaschinen,

$m = \frac{1}{2}$ bei einfachwirkenden Maschinen vorstehender Art. und bei doppeltwirkenden Viertaktmaschinen,

$m = \frac{1}{4}$ bei einfachwirkenden Viertaktmaschinen.

Die Leistung in indizierten Pferdestärken ergibt sich, indem eine Pferdestärke gleich 75 kgm in der Sekunde ist

$$N_i = m\, 2 \frac{n}{60} \frac{s F p_i}{75} \tag{4}$$

3. Für Entwurfsrechnungen ist die Beziehung auf die mittlere Kolbengeschwindigkeit c oft bequem. Es ist der vom Kolben bei einer Umdrehung zurückgelegte Weg gleich $2\,s$. Wenn $\frac{n}{60}$ Umdrehungen in der Sekunde zurückgelegt werden, ist der mittlere Weg in einer Sekunde gleich $\frac{2\,s\,n}{60}$, d. h. die mittlere Kolbengeschwindigkeit (die oft auch kurz Kolbengeschwindigkeit genannt wird, obwohl darunter die veränderliche jeweilige Kolbengeschwindigkeit verstanden werden sollte) ist also

$$c = \frac{2\,n\,s}{60} \qquad \text{oder} \qquad \boldsymbol{c = \frac{n\,s}{30}}\,. \tag{5}$$

Hiermit ergibt sich

$$N_i = m\,c\,\frac{F\,p_i}{75}\,. \tag{6}$$

4. Die Gleichungen (4) und (6) gelten für einen Zylinder. Wenn die Zahl der gleichgroßen Zylinder gleich z ist und die Zylinder parallel (nicht wie bei Verbundmaschinen nacheinander) durchflossen werden, ist die rechte Seite der beiden Gleichungen mit z zu multiplizieren. Es ist dann $z\,m$ z. B. beim

sechszylindrigen Flugzeugmotor mit $m = \frac{1}{4}$ und $z = 6$; $\frac{1}{4}\cdot 6 = 1{,}5$,
zweizylindrigen Großgasmotor (4 Takt, 2 doppeltwirkende Zylinder in Tandemanordnung) mit $m = \frac{1}{2}$ und $z = 2$ $\frac{1}{2}\cdot 2 = 1$.

5. Für einzylindrige doppeltwirkende Dampfmaschinen lauten die beiden Gleichungen (4) und (6) mit $60 \cdot 75 = 4500$:

$$\boldsymbol{N_i = \frac{2\,n\,s\,F\,p_i}{4500}} \qquad \text{und} \qquad \boldsymbol{N_i = c\,\frac{F\,p_i}{75}}\,. \tag{7 u. 8}$$

Zuweilen wird die Kolbenfläche in Quadratmeter eingeführt; dann ist die rechte Seite der Gleichungen mit 10 000 zu multiplizieren.

6. Es wurde oben vorausgesetzt, daß die wirksame Kolbenfläche auf beiden Seiten gleich groß ist. Das ist wegen der meist nicht in gleicher Stärke durchgeführten Kolbenstange in der Regel nicht der Fall. Es ist dann, sofern p_i auf beiden Seiten gleich ist, für F der algebraische Mittelwert der Kolbenflächen beider Seiten einzuführen.

Bei Untersuchung fertiger Maschinen ist p_i infolge unbeabsichtigter Wirkungen (unausgeglichene Steuerung, Wirkung von Längenänderung des Gestells und des Steuerungsgestanges durch Wärmedehnung usw.) auf beiden Seiten verschieden. Es ist dann die Einführung einer mittleren Kolbenfläche nicht zulässig; die doppeltwirkende Maschine mit einem Zylinder ist dann zu behandeln wie eine Maschine mit 2 einfach wirkenden Zylindern. Bezeichnet man die der Deckel- und Kurbelseite zugehörigen Größen F und p_i mit dem Index D und K, so ergibt sich mit den Werten der Gleichung (1) für die doppeltwirkende Dampfmaschine

$$L_i = \frac{n}{60}\,s\,F_D\,p_{iD} + \frac{n}{60}\,s\,F_K\,p_{iK}$$

oder

$$L_i = \frac{n}{60}\,s\left(F_D\,p_{iD} + F_K\,p_{iK}\right),$$

worin $F_D = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d_2^2\right)$ und $F_K = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d_1^2\right)$ ist, wenn mit d_2 der Kolbenstangendurchmesser auf der Deckelseite, mit d_1 derjenige auf der Kurbelseite, jeweils gemessen an der Durchführungsstelle durch die Stopfbuchse, bezeichnet wird. Die vorstehende Gleichung gibt die Leistung der Maschine in Kilogrammetern pro Sekunde. Die Leistung in PS_i erhält man, indem man die rechte Seite durch 75 dividiert

$$N_i = \frac{n\,s}{4500}\left(F_D\,p_{iD} + F_K\,p_{iK}\right). \tag{9}$$

Diese Gleichung für die Leistung ist zu benutzen, wenn die fertige Maschine untersucht ist und p_{iD} und p_{iK} mit dem Indikator ermittelt sind.

7. Bei Entwurfsrechnungen wird p_{iD} stets gleich p_{iK} gesetzt, weil die Gleichheit beider Werte erstrebt wird und die zu erwartenden Ungleichheiten sich im voraus nicht übersehen lassen. Setzt man $p_{iD} = p_{iK} \equiv p_i$, so kann man p_i vor die Klammer nehmen und man erhält, wenn man die Klammer noch mit 2 multipliziert und dividiert

$$N_i = \frac{2\,n\,s}{4500}\,p_i\left(\frac{F_{iD} + F_{iK}}{2}\right). \tag{10}$$

Diese Gleichung stimmt mit der Gleichung (7) überein und enthält nur statt der beiderseits gleich vorausgesetzten Kolbenfläche F den algebraischen Mittelwert aus den beiden ungleichen Flächen. Es werde daher in Gleichung (7) unter F der algebraische Mittelwert aus beiden wirksamen Kolbenflächen eines Zylinders einer doppeltwirkenden Maschine verstanden.

Vorausschätzung des Kolbenstangenabzuges.

8. Während bei Untersuchung fertiger Maschinen die wirksamen Kolbenflächen ohne weiteres aus den bekannten Maßen des Zylinderdurchmessers und der Kolbenstangendurchmesser berechnet werden können, ist für Entwurfsrechnungen eine Abschätzung des Abzugsanteils der Kolbenstangen erforderlich. Der Mittelwert F beider Kolbenseiten ist bei doppeltwirkenden Maschinen

$$F = \frac{1}{2}\,\frac{\pi}{4}\left(D^2 - d_1^2 + D^2 - d_2^2\right)$$

oder

$$F = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - \frac{d_1^2 + d_2^2}{2}\right)$$

oder

$$F = \frac{\pi}{4}D^2\left\{1 - \frac{1}{2}\left[\left(\frac{d_1}{D}\right)^2 + \left(\frac{d_2}{D}\right)^2\right]\right\}.$$

Nach $\frac{\pi}{4}D^2$ aufgelöst ergibt sich

$$\frac{\pi}{4}D^2 = \frac{1}{1 - \frac{1}{2}\left[\left(\frac{d_1}{D}\right)^2 + \left(\frac{d_2}{D}\right)^2\right]}\,F. \tag{11}$$

Wenn die Stange nach beiden Seiten in gleicher Stärke durchgeführt ist, also $d_1 = d_2 \equiv d$ ist, folgt

$$\frac{\pi}{4}D^2 = \frac{1}{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2}\,F. \tag{12}$$

Wenn die Stange nur nach der Kurbelseite durchgeführt ist, also $d_2 = 0$ ist, folgt

$$\frac{\pi}{4} D^2 = \frac{1}{1 - \frac{1}{2}\left(\frac{d_1}{D}\right)^2} F. \tag{13}$$

Für das Verhältnis $\frac{d_1}{D}$ usw. kann man für verschiedene Maschinenbauarten Erfahrungswerte einführen und danach den Bruchfaktor bei F berechnen. Der Bruchfaktor bei F in den Gleichungen (11), (12), 13 werde mit φ bezeichnet. Es ist im Mittel

Bei Dampfmaschinen	$\frac{d_1}{D}$	φ bei einseitiger Durchführung im Mittel	φ bei beiderseitiger Durchführung im Mittel
Hochdruckzylinder von Verbundmaschinen . . .	$\frac{1}{7} \div \frac{1}{5}$	1,014	1,024
Einzylinderdampfmaschinen	$\frac{1}{6} \div \frac{1}{5}$	1,017	1,028
Niederdruckzylinder von Verbundmaschinen . . .	$\frac{1}{10} \div \frac{1}{9}$	1,006	1,010
Dasselbe bei Schwebekolben	$\frac{1}{8}$	—	1,013

9. Bei zweiseitiger Durchführung ist die Kolbenstange auf der Deckelseite bei Dampfmaschinen meist schwächer als auf der Kurbelseite ($d_2 < d_1$) mit Rücksicht auf den Ein- und Ausbau des Kolbens und der Kolbenstange. Daher ist der Zuschlag bei beiderseitiger Durchführung kleiner als doppelt so groß wie bei einseitiger Durchführung.

Sehr stark ist die Kolbenstange bei liegenden Großgasmaschinen mit Schwebekolben; man kann hier $\frac{d}{D} = \frac{1}{3{,}8}$ im Mittel schätzen, womit, indem hier die Kolbenstange stets zweiseitig in voller Stärke durchgeführt wird, $\varphi = 1{,}075$ wird. Bei einfachwirkenden Verbrennungskraftmaschinen wird die Kolbenstange niemals durch den Zylinderkopf hindurchgeführt; da ferner die Kurbelseite unbenutzt und offen ist, hat man $\varphi = 1{,}000$.

10. Bei der Rechnung findet man zunächst F und berechnet unter Einführung der vorstehenden Schätzungswerte von φ

$$\frac{\pi}{4} D^2 = \varphi F.$$

Das zugehörige D entnimmt man am einfachsten einer Kreisinhaltstabelle. Es kann nicht erwartet werden, daß der durch Schätzung des Verhältnisses $\frac{d}{D}$ gewonnene Wert φ genau den endgültigen Maßen entspricht, da die Stangenstärke d erst nach Festlegung der Hauptmaße (D und s) auf Grund einer Festigkeitsrechnung (auf Knickung, bei Schwebekolben auch auf Durchbiegung) bestimmt werden kann. Doch wird eine Korrektur von D wegen der ohnehin vorgenommenen Abrundung kaum erforderlich werden.

Leistungsgleichungen und Hauptmaße von Verbundmaschinen.

11. Die Leistung einer Verbundmaschine, deren Hauptmaße und indizierten Drucke gegeben sind, kann als die Summe der Leistungen der einzelnen Zylinder berechnet werden. Wenn bei einer zweistufigen Verbundmaschine mit zwei Zylindern s_h der Hub des Hochdruckzylinders, s_n

derjenige des Niederdruckzylinders ist, und ferner F_h die wirksame Kolbenfläche des Hochdruckzylinders, F_n diejenige des Niederdruckzylinders und schließlich p_{ih} der auf beiden Kolbenseiten gleichgroß angenommene mittlere indizierte Druck des Hochdruckzylinders, p_{in} derjenige des Niederdruckzylinders ist, so ist, wenn Hochdruckzylinder und Niederdruckzylinder doppeltwirkend sind, entsprechend der Gleichung (7), die Leistung des Hochdruckzylinders bei der minutlichen Drehzahl n

$$N_{ih} = \frac{2\,n\,s_h}{4500} F_h\,p_{ih}$$

und die Leistung des Niederdruckzylinders

$$N_{in} = \frac{2\,n\,s_n}{4500} F_n\,p_{in}\,.$$

Die Leistung beider Zylinder zusammen $N_i = N_{ih} + N_{in}$

$$N_i = \frac{2\,n}{4500}\left(s_h F_h p_{ih} + s_n F_n p_{in}\right),$$

oder, indem $s_h F_h = V_h$ das Volumen des HDZ in $\mathrm{m} \cdot \mathrm{cm}^2$, $s_n F_n = V_n$ dasjenige des NDZ in $\mathrm{m} \cdot \mathrm{cm}^2$ ist,

$$N_i = \frac{2\,n}{4500}\left(V_h\,p_{ih} + V_n p_{in}\right). \tag{14}$$

Wenn, wie es fast stets der Fall ist, $s_h = s_n = s$ ist, so ist

$$N_i = \frac{2\,n\,s}{4500}\left(F_h\,p_{ih} + F_n\,p_{in}\right) \tag{14a}$$

und mit $\frac{2\,n s}{60} = c$ entsprechend Gleichung (8)

$$N_i = c\,\frac{F_h\,p_{ih} + F_n\,p_{in}}{75}\,. \tag{15}$$

12. Man bezieht sich jedoch bei der Bestimmung der Hauptmaße in der Regel auf den Niederdruckzylinder allein. Gleichung (14) kann geschrieben werden

$$N_i = \frac{2\,n}{4500}\,V_n\left(\frac{V_h}{V_n}p_{ih} + p_{in}\right) \tag{16}$$

oder

$$N_i = \frac{2\,n\,s_n F_n}{4500}\left(\frac{V_h}{V_n}p_{ih} + p_{in}\right). \tag{17}$$

Wenn der Hub beider Zylinder gleich ist und mit s bezeichnet wird, ist auf der linken Seite der Gleichung (17) s für s_n einzuführen, auch ist dann das Volumenverhältnis $\frac{V_h}{V_n}$ gleich dem Verhältnis der Kolbenflächen $\frac{F_h}{F_n}$, und es wird:

$$N_i = \frac{2\,n\,s}{4500}F_n\left(\frac{F_h}{F_n}\,p_{ih} + p_{in}\right)\,. \tag{17a}$$

Den Klammerwert bezeichnet man als den auf den Niederdruckzylinder reduzierten mittleren Druck oder kurz als reduzierten Druck p_{red}. Es ist also

$$N_i = \frac{2\,n\,s}{4500}\,F_n\,p_{\mathrm{red}}, \tag{18}$$

oder, bei Einführung der Kolbengeschwindigkeit,

$$N_i = c\,\frac{F_n\,p_{\mathrm{red}}}{75}\,. \tag{19}$$

Die Gleichungen lauten also genau so wie die der Einzylinder-Dampfmaschine [Gleichung (7) und (8), Seite 248], nur daß an Stelle der Kolbenfläche F die Kolbenfläche F_n des Niederdruckzylinders getreten ist und der reduzierte Druck eingesetzt ist. Es folgt hieraus, daß man eine Verbundmaschine so rechnen kann wie eine Einzylindermaschine, indem man die ganze Leistung der Maschine im Niederdruckzylinder mit dem mittleren reduzierten Druck p_{red} vollbracht denkt.

13. Die letzten Gleichungen werden hauptsächlich benutzt, um für eine gegebene oder gewollte Leistung N_i die Maschinenmaße zu bestimmen, weniger für die oben zunächst vorausgesetzte Aufgabe, die Leistung aus den Abmessungen und den indizierten Drucken zu berechnen. Hierfür ist die Benutzung der Gleichungen (14) und (14 a) das natürlichere. Der mittlere reduzierte Druck ist nach obigem, wenn man noch das Volumenverhältnis mit μ bezeichnet:

$$p_{\text{red}} = p_{in} + \mu\, p_{ih}\,. \tag{20}$$

Vgl. auch Anhang 17, Art. 26.

Gang der Ermittlung der Hauptmaße für eine geforderte Leistung.

14. Sowohl bei Einzylindermaschinen wie bei Verbundmaschinen wird das Arbeitsdiagramm und der mittlere indizierte Druck unabhängig von der Größe der Maschine lediglich nach Rücksichten der Wirtschaftlichkeit und der Kräfteverteilung in der Maschine entworfen und bestimmt, so daß ein und dasselbe Diagramm die Grundlage für die Berechnung ganz verschieden großer Maschinen gleicher Art bildet und der mittlere indizierte Druck p_i bei der Normalleistung gewissermaßen eine Konstante ist (vgl. über p_i und normale Füllung Anhang 15).

15. Der Rechnungsgang ist verschieden, je nachdem die Drehzahl oder die Kolbengeschwindigkeit oder der Hub gegeben oder gewählt ist. Er werde für verschiedene Fälle zunächst für Einzylindermaschinen erläutert. Das Verfahren für Verbundmaschinen ergibt sich mit Hilfe der erläuterten Beziehung der Rechnung auf den Niederdruckzylinder dann von selbst.

16. Nach Abschätzung des mechanischen Wirkungsgrades findet man, wenn die effektive Leistung N_e gegeben ist, die indizierte Leistung N_i aus

$$N_i = \frac{1}{\eta} N_e\,. \tag{21}$$

Wenn die **Drehzahl *n* gegeben** ist, etwa durch die Anforderungen der von der Dampfmaschine durch direkte Kupplung anzutreibenden Arbeitsmaschine, so löst man die Gleichung (7) nach dem Hubvolumen sF auf

$$sF = \frac{4500\, N_i}{2\, n\, p_i} \tag{22}$$

und setzt nacheinander glatte (auf 50 mm oder 100 mm) abgerundete Werte von s ein (vgl. auch den Haupttext Art. 17).

17. Man kann aber auch durch ganz vorläufige Einsetzung eines passenden Verhältnisses $\frac{s}{D}$ sofort auf einen der Leistung und Drehzahl

angemessenen Hub kommen. Hierbei werde der Kolbenstangenabzug vorerst außer acht gelassen. Für eine doppeltwirkende Dampfmaschine ist

$$\frac{\pi}{4} D^2 s = \frac{4500\, N_i}{2\, n\, p_i} \qquad \text{oder} \qquad \frac{\pi}{4}\left(\frac{D}{s}\right)^2 s^3 = \frac{4500\, N_i}{2\, n\, p_i}.$$

Wenn man die Gleichung nach s auflöst und wegen des Verhältnisses $\frac{D}{s}$ für s und D gleiche Maßeinheiten einführt, d. h. für D Meter statt Zentimeter, so wird

$$(s) = 0{,}83 \sqrt[3]{\left(\frac{s}{D}\right)^2 \frac{N_i}{2\, n\, p_i}}. \tag{23}$$

Die Gleichung gilt auch für einfachwirkende Maschinen und für Viertaktmaschinen, wenn man noch den Faktor m (Art. 2) im Nenner des Bruches unter der Wurzel einfügt:

$$(s) = 0{,}83 \sqrt[3]{\left(\frac{s}{D}\right)^2 \frac{N_i}{m\, 2\, n\, p_i}}. \tag{24}$$

s ist in Klammer gesetzt, um anzudeuten, daß es sich nur um einen vorläufigen Wert handelt, der zeigt, in welche Gegend s etwa zu wählen ist. Man rundet s aus den im Haupttext angegebenen Gründen auf ganze 50 oder 100 mm ab, nicht als Annäherung, sondern um mit dem gewählten s den Durchmesser neu, und zwar mit der Gleichung (7), die nach F aufzulösen ist, zu bestimmen.

$$F = \frac{4500\, N_i}{2\, n\, s\, p_i}. \tag{25}$$

s ist hier wieder in Metern, D und F in Zentimetern bzw. Quadratzentimetern einzuführen. Aus F wird D, unter Berücksichtigung des vorläufigen Kolbenstangenabzuges gefunden, mittels der Gleichung bestimmt.

$$\frac{\pi}{4} D^2 = \varphi F. \tag{26}$$

Das Verhältnis $\frac{s}{D}$ wird mit den endgültigen Werten von s nun ein anderes sein, als vorher angenommen wurde. Es wird keine runde Zahl mehr sein, worauf es ja auch gar nicht ankommt.

Zum Schluß kann D noch etwas, aber nicht weit vom gefundenen Wert abgerundet werden. Durch kleine Änderung der Normalfüllung, die dem Regulator überlassen bleiben kann, ändert sich dann p_i derart, daß die gewünschte Normalleistung erhalten bleibt. Über das

18. Verhältnis $\frac{s}{D}$ ist folgendes zu sagen. Das Hubverhältnis $\frac{s}{D}$ muß bei Stirnkurbelmaschinen ziemlich groß gewählt werden, weil sonst die Biegungsmomente in der Welle und die Belastung des Hauptlagers zu groß werden. Maschinen mit gekröpfter Welle können ein kleineres Hubverhältnis erhalten. Bei stehenden Maschinen mit gekröpfter Welle wird das Verhältnis meist kleiner gewählt als bei liegenden, um die Bauhöhe der Maschine einzuschränken.

In der nachstehenden Aufstellung bedeutet bei Verbundmaschine D *den Durchmesser* des Niederdruckzylinders. Das Hubverhältnis ist infolge der Beziehung auf den Niederdruckzylinder bei gleichem Kräfteverhältnis wesentlich kleiner als bei Einzylindermaschinen.

Hubverhältnis $\frac{s}{D}$ für Dampfmaschinen.

	mit Stirnkurbelwelle	mit gekröpfter Welle
Einzylinderdampfmaschinen	1,4 bis 1,8	1,1 bis 1,4
Einkurbelverbundmaschinen (Tandem) .	1,0 „ 1,4	0,8 „ 0,9
Zweikurbelverbundmaschinen	1,1 „ 1,3	0,65 „ 0,85
Dreikurbelverbundmaschinen		0,4 „ 0,6

Vgl. auch die Tabelle im „Führer“, S. 657.

19. Es kann bei dem Rechnungsverfahren mit gegebener Drehzahl vorkommen, daß die weiter unten empfohlene zulässige Kolbengeschwindigkeit erheblich überschritten wird. Es ist das ein Zeichen, daß die Arbeitsmaschine Anforderungen an die Dampfmaschine hinsichtlich der Drehzahl stellt, die ihrer Natur nicht entsprechen. Man kann dann zunächst mit $\frac{s}{D}$ bis zur unteren Grenze und auch noch darunter herabgehen, sofern die Maschine eine gekröpfte Welle hat, wird aber im allgemeinen damit rechnen müssen, daß der Dampfverbrauch ein höherer wird als bei langhubigen Maschinen mit kleinerer Drehzahl. Auch können sich dabei Schwierigkeiten in der Bemessung der Kurbelzapfen mit Rücksicht auf ausreichende Wärmeabführung ergeben. In besonderen Fällen kann die Ausführung als ausgesprochener Schnelläufer mit geschlossenem Kurbelgehäuse in Frage kommen.

20. Wenn die **Drehzahl *n* offen** ist, wie das in der Regel bei Maschinen der Fall ist, welche auf eine Transmission arbeiten, geht man zweckmäßig von einer vorläufig gewählten Kolbengeschwindigkeit aus. Die Kolbengeschwindigkeit wird meist gewählt

$$c = (3{,}0 \text{ bis } 4{,}2)\ \sqrt{s}\,. \tag{27}$$

Die kleineren Werte für Stirnkurbelmaschinen, insbesondere solche mit Flachschiebern und für kleine Ventilmaschinen. Die Bauart der Steuerung kann auch sonst noch ein Heruntergehen auf die kleineren Werte erfordern. Bei Verbundmaschinen, deren Niederdruckzylinder sein eigenes Triebwerk hat, geht man in der Regel auch bei größeren Maschinen nicht auf die höchsten Werte. Tandemmaschinen gestatten im allgemeinen höhere Kolbengeschwindigkeiten als Verbundmaschinen mit selbständigen Triebwerken für beide Zylinder.

Bei als Kapselmaschinen ausgebildeten Schnelläufern kommen Kolbengeschwindigkeiten bis $7\sqrt{s}$ vor.

21. Nach vorläufiger Wahl von c berechnet man F aus der Gleichung (8), die man nach F auflöst:

$$F = \frac{N_i\, 75}{c\, p_i},$$

und findet D in Zentimetern aus:

$$\frac{\pi}{4} D^2 = \varphi\, F,$$

wählt s auf 50 oder 100 mm abgerundet mit einem passenden Verhältnis $\frac{s}{D}$:

$$s = \frac{s}{D} D,$$

und berechnet n aus

$$c = \frac{n s}{30}$$

$$n = \frac{30 c}{s}.$$

Man kann jetzt auch n noch abrunden und damit die ursprünglich gewählte Kolbengeschwindigkeit etwas verlassen; damit wird aber, wenn man an dem gewählten, abgerundeten s festhält, ein etwas anderer Durchmesser erforderlich. Man rechne mit den gewählten Werten von s und n die Maschine noch einmal nach der Gleichung (25) und (26):

$$F = \frac{4500 N_i}{2 n s p_i} \quad \text{und} \quad \frac{\pi}{4} D^2 = \varphi F.$$

Das Verfahren ist auch für Verbrennungskraftmaschinen anwendbar; man hat hier zu setzen

$$F = \frac{N_i 75}{m z c p_i} \quad \text{und} \quad F = \frac{4500 N_i}{m z 2 n s p_i}. \qquad (28 \text{ u. } 29)$$

22. Bequemer als die auf den Hub sich beziehende Formel für die vorläufige Wahl der Kolbengeschwindigkeit ist die folgende, vom Verfasser aufgestellte Formel

$$c = a + b \sqrt{N'}, \qquad (30)$$

worin N' die auf ein Kurbelgetriebe entfallende Leistung, bei zwei Kurbelgetrieben also die halbe Leistung, der Maschine ist, und gesetzt werden mag $a = 1{,}6$, $b = 0{,}09$. Der Geltungsbereich der Formel reicht von $N' = 25$ bis etwa 500 PS. Bei Stirnkurbelmaschinen, insbesondere solchen mit Flachschiebern, und bei kleinen Ventilmaschinen, auch sonst bei vorsichtiger Bemessung mag man mit a auf 1,5, mit b auf 0,075 herabgehen.

Die Formel 30 setzt voraus, daß die im Art. 18 für verschiedene Maschinenarten empfohlenen Werte von $\frac{s}{D}$ einigermaßen innegehalten werden. Wenn man über diese Werte hinausgeht, kann man die Kolbengeschwindigkeit etwas größer wählen, wie man sie auch etwas kleiner anzunehmen hat, wenn man hinter ihnen zurückbleibt. Nachdem man c mit der obigen Formel vorläufig gewählt hat, ist der Rechnungsgang der gleiche, wie er im Artikel 21 erläutert ist.

Bei als Kapselmaschinen ausgebildeten stehenden Schnelläufern mit Kolbenschiebern kann man unter tunlichster Einschränkung der hin- und hergehenden Massen mit der Kolbengeschwindigkeit über die Werte der Formeln erheblich hinausgehen.

Einfach wirkende Maschinen gestatten wegen des günstigeren Druckwechsels höhere Kolbengeschwindigkeiten als doppelt wirkende. Ganz aus dem Rahmen der Wahlformeln für die Kolbengeschwindigkeit heraus fallen die Flugzeugmotoren bei weitgehendster Einschränkung der hin- und hergehenden Massen und vollständigem Massenausgleich.

23. Es kann vorkommen, daß die Arbeitsmaschine den Hub bestimmt oder daß die Rücksichten auf die Arbeitsmaschine ihn doch stark beein-

flussen. Das ist der Fall bei Maschinen, die von der durchgehenden Kolbenstange der Dampfmaschine angetrieben werden (Pumpen, Gebläse, Kompressoren). Bei Pumpen ist meist auch noch die Drehzahl beschränkt und demgemäß das Hubverhältnis der Dampfmaschine etwas größer als oben empfohlen. Es kann hier nicht darauf eingegangen werden, diese Fälle grundsätzlich zu behandeln. Sie müssen von Fall zu Fall unter Abwägung der verschiedenen, bei der Arbeits- und Kraftmaschine zu nehmenden Rücksichten entschieden werden. Einen gewissen Anhalt werden dabei die voraufgegangenen Erörterungen über den Gang der Rechnung bei gegebener Drehzahl und bei gewählter Kolbengeschwindigkeit bieten.

Auf einen eigenartigen Fall werde noch hingewiesen, der im „Führer" auf S. 660 behandelt ist. Es ist dort gezeigt, wie bei einer Fördermaschine das Hubverhältnis bestimmt ist durch den Trommeldurchmesser und die Fördergeschwindigkeit. Da der Trommeldurchmesser bei Aufwickelung der ganzen Seillänge auf die Trommel von der Teufe abhängig ist, ergibt sich ein Zusammenhang zwischen Teufe und Hubverhältnis. Das Hubverhältnis wird in dem Beispiel unverhältnismäßig groß, die Drehzahl klein. Bei Köpescheiben besteht die Abhängigkeit von der Teufe nicht.

Gang der Ermittlung der Hauptmaße einer Verbundmaschine.

24. Nachdem der mittlere reduzierte Druck gewählt (Anhang 15) oder auf Grund einer Diagrammkonstruktion (Anhang 17) gefunden ist, können die Maße des Niederdruckzylinders genau so gefunden werden wie bei einer Einzylindermaschine; auch der Gang der Rechnung befolgt die gleiche Reihenfolge. Wenn die Drehzahl gegeben ist, bestimmt man s mit Hilfe der Gleichung

$$(s) = 0{,}83 \sqrt[3]{\left(\frac{s}{D}\right)^2 \frac{N_i}{2\, n\, p_{\text{red}}}}. \tag{31}$$

In dieser Gleichung, welche der Gleichung (23) auf S. 253 entspricht, bedeutet $\frac{s}{D}$ das Hubverhältnis des NDZ, das auf Grund der Tabelle auf S. 254 gewählt werden kann, N_i die Leistung der ganzen Maschine (nicht die des NDZ allein) entsprechend der Entwicklung Art. 11 bis 13.

Nachdem s stark gerundet ist, wird F mit Hilfe der der Gleichung (25) entsprechenden Gleichung

$$F = \frac{4500\, N_i}{2\, n\, s\, p_{\text{red}}} \tag{32}$$

gefunden und daraus D mittels der der Gleichung (26) entsprechenden Gleichung

$$\frac{\pi}{4} D_n^2 = \varphi_n F_n \tag{33}$$

bestimmt. Das Verhältnis $\frac{s}{D}$ wird damit wieder von der ersten Annahme mehr oder weniger abweichen.

Die Kolbenfläche des Hochdruckzylinders wird mit dem nach gewissen Grundsätzen (Anhang 17, Art. 18 bis 25, wo μ mit $\frac{1}{k}$ bezeichnet ist) gewählten Volumenverhältnis μ gefunden aus

$$F_h = \mu F_n .$$

Die Kolbenfläche des Hochdruckzylinders ist dann aus

$$\frac{\pi}{4} D_h^2 = \varphi_h F_h$$

zu bestimmen, (vgl. auch Haupttext, Art. 306).

25. Wenn die Drehzahl offen ist, geht man auch hier von einer vorläufig gewählten Kolbengeschwindigkeit aus. Es mag für Verbundmaschinen die Gleichung (30)

$$c = a + b\sqrt{N'}$$

benutzt werden, bei Einkurbelverbundmaschinen (Tandemmaschinen) ist nach Art. 22 für N' die ganze Leistung einzusetzen, für Zweikurbelmaschinen die auf jede Kurbel im Durchschnitt entfallende, d. h. die halbe Leistung.

26. Man findet die Kolbenfläche des Niederdruckzylinders aus der nach F_n aufgelösten Gleichung (19)

$$F_n = \frac{N_i 75}{c\, p_{\text{red}}},$$

worin N_i die Gesamtleistung der Maschine ist ohne Rücksicht auf die Kurbelzahl. Der Zylinderdurchmesser wird gefunden aus

$$\frac{\pi}{4} D_n = \varphi F_n.$$

s wird gefunden aus

$$s = \frac{s}{D_n} D_n,$$

worin $\frac{s}{D_n}$ nach der Tabelle S. 254 gewählt werden kann. Der Hub wird nun auf ganze 50 oder 100 mm gerundet (vgl. Art. 16) und n berechnet aus $n = \frac{30\,c}{s}$. Darauf wird auch n gerundet. Die Abrundungen von s und n haben einen starken Einfluß auf das ursprünglich gewählte c und das aus ihm berechnete F_n, letzteres ist daher noch einmal mit Gleichung (32) zu berechnen. Der weitere Rechnungsgang entspricht dem in Art. 24 von Gleichung (32) ab, (vgl. auch Haupttext, Art. 304 u. 305).

Anhang 2.

Zulässige Beanspruchung von Eisen und Stahl im Maschinenbau.

1. Bach setzt die zulässige Zug- und Druckbeanspruchung bei ruhender Belastung (Belastungsfall a):

für	Flußeisen	gleich	900	bis	1500	kg/cm²,
,,	Flußstahl	,,	1200	,,	1800	,,
,,	Stahlformguß	,,	600	,,	1200	,,
,,	Gußeisen	,,	300			,,

Ein Flußeisen von mehr als 5000 kg/cm² Zerreißfestigkeit wird in der Regel als Flußstahl bezeichnet. Wenn die Belastung eine beliebig oft wechselnde ist und die Schwankungen stetig von einer größten Belastung und Null

liegen (Belastungsfall b), setzt Bach (in Anlehnung an die Dauerversuche von Wöhler) die zulässige Beanspruchung gleich zwei Drittel der bei ruhender Belastung zulässigen Werte. Wenn die Belastung beliebig oft zwischen einem größten positiven Wert zu einem ebenso großen negativen Wert schwankt, setzt er sie gleich ein Drittel jener Werte (Belastungsfall c), so daß die zulässigen Beanspruchungen für die drei Belastungsfälle a, b, c sich verhalten wie 3 : 2 : 1.

2. Die Biegungsbeanspruchung kann bei geschmiedeten oder gewalzten Baustoffen ebenso gewählt werden wie bei Zug, bei gegossenen, insbesondere bei Gußeisen, höher, je nach Art des Querschnittes. Bach hat durch Versuche gefunden, daß Gußeisen bei rechteckigem Querschnitt, wenn die Gußhaut vorhanden ist, mit dem 1,7fachen der zulässigen Zugbeanspruchung auf Biegung beansprucht werden darf, also z. B. beim Belastungsfall c mit $1{,}7 \cdot \frac{1}{3} \cdot 300 = 170\ \mathrm{kg/cm^2}$; wenn die Gußhaut fehlt, mit dem 1,4-fachen, im vorliegenden Falle also mit $140\ \mathrm{kg/cm^2}$. Bei Stahlformguß setzt Bach die zulässigen Biegungsbeanspruchungen im Mittel gleich dem 1,2fachen der zulässigen Zugbeanspruchungen.

3. Gegossenes Material darf auf Druck erheblich höher beansprucht werden als auf Zug und Biegung, insbesondere gilt das für Gußeisen.

Die zulässige Schub- und Verdrehungsbeanspruchung setzt man aus theoretischen Gründen meist gleich $\frac{1}{1{,}3}$ von der zulässigen Zugbeanspruchung, Bach läßt das 0,8fache $\left(\text{entsprechend } \frac{1}{1{,}25}\right)$ zu, womit sich freilich eine kleine Inkonsequenz bei der von ihm vorgeschlagenen Bestimmung der zulässigen Beanspruchung bei zusammengesetzter Festigkeit ergibt (vgl. die Fußnote auf S. 260). Bei nicht homogenem Material (Schweißeisen) ist die zulässige Verdrehungsbeanspruchung erheblich kleiner anzunehmen als die zulässige Schubbeanspruchung.

4. Mit vorstehenden Grundsätzen ergibt sich die Aufstellung auf Seite 259, in der unter Flußeisen und Flußstahl stets durchgeschmiedetes oder gewalztes Material verstanden ist.

Die Zahlen setzen gutes, die höchsten Zahlen vorzügliches Material, jedoch bei Stahl noch keine Spezialsorten (wie Nickelstahl usw.), voraus.

5. Ganz außerordentlich hohe Beanspruchungen läßt man bei Federn zu, da nur stark beanspruchte Federn ein großes Arbeitsvermögen haben, auf das es gerade bei Federn ankommt. Das Arbeitsvermögen der Federn wächst proportional dem Quadrat der zugelassenen Spannung. Man geht bei gehärtetem und angelassenem Federstahl bei Biegungsfedern auf eine Beanspruchung von $6500\ \mathrm{kg/cm^2}$, bei Torsionsfedern (Schraubenfedern) auf eine Verdrehungsspannung $5000\ \mathrm{kg/cm^2}$, in beiden Fällen unter Umständen auch noch etwas höher, wobei in manchen Fällen (z. B. bei Eisenbahnwagenfedern) noch eine Überschreitung durch das Spielen der Federn zugelassen wird. Fangvorrichtungen, welche beim Federbruch in Tätigkeit treten, sind zu empfehlen.

Bei Dampfmaschinen und Verbrennungskraftmaschinen kommen Federn für die Niedergangsbewegung der Steuerventile in weitem Maße zur Anwendung. Hier geht man im allgemeinen nicht ganz auf die oben angegebenen Beanspruchungen, nicht so sehr, weil man einen Federbruch befürchtet, als weil man ein frühzeitiges Schlaffwerden der Federn ver-

hüten will, das ein Nachstellen notwendig machen würde, für welches bei den Steuerorganen immerhin einige Sachkenntnis erforderlich ist. Die Federn werden auch trotz der niedrigeren Beanspruchung nicht allzu groß, weil nur ein mäßig großes Arbeitsvermögen gefordert wird.

Geschmiedetes und gewalztes Eisen.

Belastungsart		a	b	c
Flußeisen	Zug, Druck, Biegung Schub, Verdrehung .	900 bis 1500 720 „ 1200	600 bis 1000 480 „ 800	300 bis 500 240 „ 400
Flußstahl	Zug, Druck, Biegung Schub, Verdrehung .	1200 bis 1800 960 „ 1440	800 bis 1200 640 „ 960	400 bis 600 320 „ 480

Gegossenes Eisen.

Belastungsart		a	b	c
Gußeisen (Grauguß)	Zug und Schub . . Druck . . . . . . Biegung[1] . . . . . Verdrehung[2]. . . .	300 900 (1,7 · 300) (450)	200 600 (1,7 · 200) (300)	100 — (1,7 · 100) (150)
Stahlformguß[3])	Zug . . . . Druck . . . . . . Biegung . . . . . . Schub od. Verdrehung	600 bis 1200 900 „ 1500 750 „ 1200 480 „ 960	400 bis 800 600 „ 1000 500 „ 800 320 „ 640	200 bis 400 — „ — 250 „ 400 160 „ 320

Zulässige Beanspruchung bei zusammengesetzter Festigkeit und schwankender Belastung.

6. Im Maschinenbau wird ganz allgemein bei der gleichzeitigen Beanspruchung auf Biegung und Verdrehung, wie sie insbesondere bei den Kurbelwellen auftritt, mit den Gleichungen gerechnet

$$\sigma_{bi} = 0{,}35\,\sigma_b + 0{,}65\sqrt{\sigma_b^2 + 4\,\tau^2} \qquad (1)$$

oder

$$M_{bi} = 0{,}35\,M_b + 0{,}65\sqrt{M_b^2 + M_d^2}, \qquad (2)$$

von denen die zweite nur für kreisförmigen Querschnitt gilt.

Die Maße des zu berechnenden Körpers werden dabei durch Rechnung auf reine Biegung mit dem ideellen biegenden Moment M_{bi} unter Einführung einer zulässigen Biegungsbeanspruchung k_{bi} (die bei Rückwärtsberechnung der Spannung aus den gefundenen Maßen σ_{bi} entspricht) bestimmt.

Dieser Rechnungsweise liegt die in den obigen Formeln enthaltene Annahme zugrunde, daß für die Bruchgefahr die größte bei der zusammengesetzten Beanspruchung auftretende spezifische Dehnung maßgebend ist. Diese mit dem Elastizitätsmodul multipliziert gibt die ideelle Biegungsspannung σ_{bi} bzw. k_{bi}.

[1]) Mit der obigen Einschränkung.

[2]) Für rechteckigen Vollquerschnitt und für Winkel-, Kreuz- und T-Querschnitte; für kreisförmigen Querschnitt und für Hohlquerschnitte sind erheblich kleinere Werte zulässig, die zum Teil kleiner sind als für Schub (vgl. Bach).

[3]) Stahlguß (der meist fertig bezogen wird), ist in seinen Eigenschaften immerhin etwas unsicher, so daß gegenüber der Einführung der höheren Beanspruchung eine gewisse Vorsicht und Rücksicht auf die Leistungen der den Stahlguß liefernden Firma geboten ist.

Die Berechtigung der Annahme, daß die größte auftretende Dehnung für die Bruchgefahr maßgebend ist, ist vielfach bestritten und es sind andere Grundsätze über die maßgebende Größe aufgestellt. Auf diesen Streit soll hier nicht eingegangen werden, da, wie gesagt, die obigen Gleichungen und ihre Voraussetzungen ganz allgemein im Maschinenbau üblich sind. Die Gleichungen sollen also angewandt werden, so lange es sich um ruhende Belastung handelt.

7. Die Frage ist jedoch, welches k_{bi} einzuführen ist, wenn die Belastung periodisch schwankt. Nach den Grundsätzen des Art. 1, die sich an die Ergebnisse der Wöhlerschen Versuche anlehnen, liegen die zulässigen Beanspruchungen, je nach dem Schwankungsgrad, zwischen 1 und $^1/_3$ derjenigen Beanspruchungen, die bei ruhender Belastung zulässig sind.

Wenn die Biegungs- und Verdrehungsmomente bei schwankender Belastung in gleichbleibendem Verhältnis ab- und zunehmen, besteht kaum eine Meinungsverschiedenheit, daß die Formeln mit demselben Recht anzuwenden sind, wie für ruhende Belastung und für k_{bi} nur die dem Schwankungsgrad entsprechende niedrigere zulässige Beanspruchung einzuführen ist.

Wenn aber, wie es bei auf Biegung beanspruchten Wellen fast stets der Fall ist, die Biegungsbeanspruchungen anderen Schwankungen unterworfen sind als die Verdrehungsbeanspruchungen, und die Schwankungen noch dazu in der Phase gegeneinander verschoben sind, tritt die schwierige Frage auf, wie der Schwankungsgrad durch Einsetzung entsprechender zulässiger ideeller Biegungsbeanspruchungen zwecks Erreichung einer für verschiedene Bedingungen gleichen Bruchgefahr zu berücksichtigen ist.

8. Bach trägt diesen schwierigen und ungeklärten Verhältnissen durch einen Faktor α_0 Rechnung, den er der Schubspannung oder dem Verdrehungsmoment unter dem Wurzelzeichen der Formel (1) und (2) zufügt, indem er setzt

$$k_b \geqq 0{,}35\,\sigma + 0{,}65\sqrt{\sigma^2 + 4\,(\alpha_0 \tau)^2} \tag{3}$$

oder

$$M_{bi} \leqq = 0{,}35\,M_b + 0{,}65\sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 M_d)^2}\,; \tag{4}$$

dabei ist α_0 zu setzen

$$\alpha_0 = \frac{k_b}{1{,}3\,k_d}, \tag{5}$$

worin k_b diejenige zulässige Biegungsbeanspruchung ist, welche nach Maßgabe der auftretenden Schwankungen der Biegungsmomente, k_d diejenigen Verdrehungsbeanspruchungen, welche nach Maßgabe der Schwankungen der Verdrehungsmomente, wenn diese allein wirkten, einzusetzen wären[1]). Es sollen hiermit also gewissermaßen die Ergebnisse der Wöhlerschen Versuche auf zusammengesetzte Festigkeit übertragen werden. Es

[1]) Das $>$ und $<$ über dem Gleichheitszeichen in Formel (3) und (4) soll wohl nur andeuten, daß die Rechnungsweise mit α_0 etwas zu ungünstig ist und demgemäß k_{bi} je nach Umständen etwas höher, M_{bi} etwas kleiner ausgeführt werden darf, als sich mit dem Gleichheitszeichen ergibt. Vielleicht ist dabei auch an eine zeitliche Verschiebung der Schwingungsmaxima der Biegung und Verdrehung gedacht.

Bei nicht homogenem Material (Schweißeisen) soll mit dem Faktor α_0 auch die wesentlich geringere Festigkeit für Verdrehung berücksichtigt werden.

Bei homogenem Material, das hier allein betrachtet werde, muß α_0 nach obigem bei gleichen Schwankungsgrad für Biegung und Verdrehung gleich 1 werden; das tritt jedoch nur dann ein, wenn die Festigkeit für Schub und Verdrehung gleich $\frac{1}{1{,}3}$ von derjenigen für Biegung gesetzt wird, statt $\frac{1}{1{,}25}$, wie es in der Tabelle S. 259 ge-

ist aber zu bemerken, daß irgendwelche versuchsmäßigen Unterlagen für diese Form der Berücksichtigung der Bruchgefahr bei kombinierten Schwankungen nicht vorhanden sind und daß die Bachsche Rechnungsweise diese Einflüsse rein gefühlsmäßig berücksichtigt. Versuche nach dieser Richtung müßten in außerordentlich oft wiederholten Biegungen bei gleichzeitiger Verdrehung bestehen, bei denen für jede Versuchsreihe das Verhältnis des Biegungsschwankungsgrades und Verdrehungsschwankungsgrades verändert werden müßte und vielleicht auch noch eine veränderliche Phasenverschiebung der beiden Schwingungen in Rücksicht gezogen werden müßte.

Angesichts des großen Zeitaufwandes und beträchtlichen Kosten, welche schon die einfachen Wöhlerschen Dauerversuche gemacht haben, und der Tatsache, daß sie trotz ihrer Wichtigkeit in größerem Umfange nicht wiederholt sind, ist keine Aussicht vorhanden, daß Schwingungsdauerversuche in einem der Frage klärenden Umfange angestellt werden, und so mag man sich mit der Bachschen gefühlsmäßigen, vielleicht das Richtige auch einigermaßen treffenden Rechnungsweise abfinden.

Es muß aber dagegen Stellung genommen werden, daß dieser Rechnungsweise eine tiefere Begründung unterlegt wird, wie es nach der sie benutzenden Literatur den Anschein hat. Wenn die „Hütte“ schreibt:

$$\sigma' = 0{,}35\,\sigma + 0{,}65\,\sqrt{\sigma^2 + 4\,(\alpha_0 \tau)^2},$$

so ist das höchst bedenklich, solange man unter σ (im Gegensatz zu k) die tatsächlich auftretende Höchstspannung, bei zusammengesetzter Festigkeit unter σ' das Produkt $\varepsilon' E$ aus größter Dehnung ε' und Elastizitätsmodul E versteht. Völlig falsch aber ist die Schreibweise

$$\varepsilon E = 0{,}35\,\sigma + 0{,}65\,\sqrt{\sigma^2 + 4\,(\alpha_0 \tau)^2},$$

wie sie auch zu finden ist. Die eintretende Dehnung ε ist durchaus unabhängig von den für zulässig erachteten Beanspruchungen, die in dem Faktor α_0 enthalten sind. Nur eine Phasenverschiebung beider Schwingungen kann die größte auftretende Dehnung beeinflussen, wenn σ und τ die größten Biegungs- und Verdrehungsspannungen bezeichnen.

Die durch eine solche Behandlungsweise angerichtete Verwirrung, die der Verfasser selbst bei vorgeschrittenen Studierenden vielfach bemerkt hat, bildet eine Gefahr für den Unterricht und hindert eine verständnisvolle Behandlung der sich stellenden Aufgaben.

9. Im vorliegenden Werk, und überhaupt bei Kurbelkraftmaschinen und Kurbelarbeitsmaschinen, tritt die Frage der zusammengesetzten Beanspruchung durch wechselnd starke Biegungs- und Verdrehungsmomente besonders bei den Kurbelwellen hervor. Der Schwankungsgrad ist hier jedoch, soweit die Schwankungen der Momente von den Triebwerkskräften herrühren, für die Biegungs- und Verdrehungsmomente ziemlich gleich groß, so daß mit α_0 gleich 1 gerechnet werden kann.

Bei doppelt wirkenden Maschinen liegt ferner für die Momente der Triebwerkskräfte, was meist übersehen wird, nicht der Belastungsfall c, sondern der Belastungsfall b mit einer kleinen Überschreitung nach c hin vor,

---

schehen ist. Bei zusammengesetzter Festigkeit sollte man das Verhältnis 1 : 1,3 einführen, dann stellt α_0 lediglich einen den ungleichen Schwankungsgrad berücksichtigenden Faktor dar. Wie sich damit die Bestimmung von α_0 vereinfacht und wie damit die innere Bedeutung dieser Größe klarer in Erscheinung tritt, ist vorne an einem Beispiel gezeigt (vgl. Art. 228).

welche durch die Kompression bedingt ist: Die Welle dreht sich, während sich die Kraft ändert, und daher kehrt die Welle bei Eintritt der Höchstkräfte in den Totpunkten der Kraft die gleiche Seite zu. Ähnliches gilt vom Wechsel der Drehmomente: Der Hebelarm geht vom Positiven ins Negative über, bald nach dem die Kraft ihre Richtung gewechselt hat. Weniger günstig sind die Schwankungen bei einfach wirkenden Maschinen, insbesondere bei einfach wirkenden Verbrennungskraftmaschinen, mit ihrer hohen lang ausgedehnten Kompression; hier nähern sich die Drehmomentschwankungen stark dem Falle c.

10. Ganz anders als bei den Triebwerkskräften liegen die Verhältnisse bezüglich der durch das Schwungradgewicht und durch Riemen- oder Seilzug hervorgerufenen Biegungsmomente. Die Kraft behält hier ihre Richtung und die Welle dreht sich unter ihr weg; es liegt der ungünstige Belastungsfall c vor, während für die Verdrehung bei doppeltwirkenden Einkurbelmaschinen der Belastungsfall b mit einer kleinen Überschreitung nach c hin, bei Mehrkurbelmaschinen mit günstigem Kurbelversatz und außen liegendem Schwungrad der Belastungsfall a mit einer kleinen Überschreitung nach b hin vorliegt.

11. Man wird also bei Berechnung von Kurbelwellen im allgemeinen so vorgehen können, daß man diejenigen Teile, welche nur, oder doch in der Hauptsache durch Triebwerkskräfte auf Biegung und Verdrehung beansprucht werden, nach Formel (1) oder (2) berechnet unter Einsetzung der für Biegung zulässigen Beanspruchung. Nach dem oben Gesagten würde dabei ein Belastungsfall anzunehmen sein, der nur wenig ungünstiger als b ist, also bei Flußstahl eine Beanspruchung von etwas weniger als 800 bis 1200 kg/cm², vielleicht 650 bis 1000 kg/cm², gestattet. So hohe Beanspruchungen kommen hier jedoch nicht vor. Es scheint, daß man durch Einsetzung niedrigerer Spannungen von etwa 500 bis 600 dem Auftreten von Stößen Rechnung trägt (vgl. auch Haupttext Art. 227).

12. Dort, wo die Biegungsmomente durch das Schwungradgewicht und durch Seilzug überwiegen, mag man mit der Bachschen Formel rechnen, und wenn die Triebwerkskräfte noch einen namhaften Anteil an der resultierenden Biegung haben, wegen des relativ günstigen Belastungsfalles für die Verdrehung, etwa mit einem α_0 von 0,8 und, wenn die Biegungsmomente durch die Triebwerkskräfte zurücktreten oder die Drehkräfte sehr gleichmäßig sind, mit $\alpha_0 = 0{,}6$ rechnen. Die Tabelle in der „Hütte", Bd. I (in der 22. und 23. Auflage auf Seite 585 bis 587), erleichtert die Rechnung. Für das hier in Frage kommende Gebiet ist nachstehend ein kurzer Auszug gegeben:

$\alpha_0 \frac{M_d}{M_b} =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$\xi =$	1,003	1,013	1,029	1,05	1,076	1,108	1,143	1,182

An Stelle von Gleichung (4) kann dann geschrieben werden:

$$M_{bi} = \xi\, M_b.$$

Die Wellenstärke ergibt sich allgemein bei zusammengesetzter Biegeverdrehungsfestigkeit aus der Gleichung

$$\frac{\pi}{32} d^3 k_b = M_{bi},$$

in welche für k_b diejenige Beanspruchung einzusetzen ist, welche für Biegung bei den für Biegung wirksamen Schwankungen zugelassen wird.

Anhang 3.

Über die Berechnung von Pleuelstangengabeln.

1. In Bachs Maschinenelementen befindet sich die Berechnung einer Stangengabel, welche in alle Lehr- und Taschenbücher, die den Gegenstand behandeln, übergegangen und dort meist unrichtig verallgemeinert ist.

Die in der Richtung der Zapfenachse unversteifte Gabel.

Es liegt der Rechnung folgende, nicht besonders ausgesprochene Voraussetzung zugrunde: An dem Stangenauge (Fig. 189) wirkt, etwa in der Mitte des Auges angreifend, eine zur Stange parallele Kraft $\frac{1}{2}P$. Die Verbindung der beiden Gabelarme durch den im Gabelauge drehbaren Zapfen ist wirkungslos, so daß außer der Kraft $\frac{1}{2}P$ am Auge keine weiteren Kräfte und Momente wirken (unversteifte Gabel).

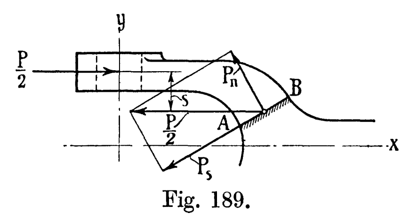


Fig. 189.

Um hier sowohl wie auch bei Untersuchung der versteiften Gabel über die gemachten Voraussetzungen und Vernachlässigungen im klaren zu bleiben, möge für das abgetrennte Stück von den allgemeinen Gleichgewichtsbedingungen ausgegangen werden: Für das Gleichgewicht des durch den Schnitt AB abgeschnittenen Stückes folgt, wenn man die Richtung von $\frac{1}{2}P$ als X-Achse annimmt (mit den Gleichgewichtsbedingungen $\sum X = 0$; $\sum Y = 0$; $\sum M = 0$), aus $\sum X = 0$, daß die Summe aller Komponenten der Querschnittskräfte parallel zur X-Achse gleich $-\frac{1}{2}P$ sein muß.

Die zweite Bedingung $\sum Y = 0$ lehrt (da äußere Kräfte in der Richtung von Y der Voraussetzung gemäß nicht wirken), daß die außer der erwähnten Kraft $-\frac{1}{2}P$ auftretenden Querschnittskräfte nur noch Kräftepaare bilden können. Die dritte Gleichgewichtsbedingung $\sum M = 0$ ergibt:

$$\text{Biegungsmoment } M_b + \tfrac{1}{2}P \cdot s = 0; \quad M_b = -\tfrac{1}{2}P \cdot s.$$

Die Gegenkraft $-{}^1/_2 P$ greift im Schwerpunkt des Querschnittes AB an. Nachdem man ${}^1/_2 P$ zerlegt hat in eine Normalkraft P_n und eine Schubkraft P_s, ergibt sich eine Druck- (oder Zug-) Beanspruchung: $\sigma_d = \frac{P_n}{F}$, und eine Biegungsbeanspruchung: $\sigma_b = \frac{1}{2}Ps\frac{1}{W}$, worin F und W der Querschnitt und das Widerstandsmoment im Schnitt AB sind:

$$\sigma = \sigma_d + \sigma_b;$$

die Schubbeanspruchung läßt man außer acht.

Diese in der Literatur übliche Berechnungsweise ist richtig, wenn tatsächlich senkrecht zu $\frac{1}{2}P$ keine Kräfte am Auge wirken.

2. Der Fall liegt vor, wenn die Augen „Lageraugen" sind, d. h. wenn sich betriebsmäßig in denselben ein Zapfen dreht; bei einer Stangengabel von umstehender Konstruktion, wie sie bei Schiffsmaschinen und neuerdings auch bei Großgasmaschinen („Führer" 41, 40) vorkommt,

ist die Rechnungsweise durchaus am Platze. Die Schale kann in axialer Richtung auf den Zapfen gleiten (Fig. 190, vgl. auch „Führer" S. 857, 874), und selbst wenn dieses Gleiten durch Zapfenbunde verhindert ist, tritt nach kurzer Zeit durch Abnutzung so viel Spiel ein, daß ein Ausweichen um den kleinen in Frage kommenden Betrag der elastischen Formänderung möglich ist.

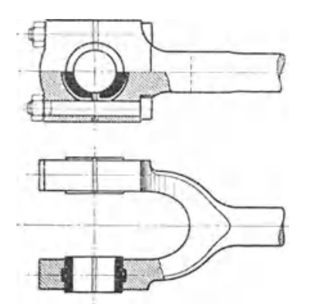


Fig. 190.

Die in der Richtung der Zapfenachse versteifte Gabel.

3. Die Rechnungsweise ist jedoch als fehlerhaft zu bezeichnen, wenn die beiden Gabelzinken mit dem Zapfen derart fest verbunden sind, daß ein seitliches Ausweichen nicht möglich ist. Die Gabelaugen sind in diesen Fällen Spannaugen, welche den Zapfen mit Montagespannung umfassen. Die Spannungsverbindung kann durch Keile oder durch Konus und Schraube oder durch Klemmung des geschlitzten Auges mittels Schraube erreicht werden. (Notwendigkeit beiderseitigen Anzuges beim Konus für diese Rechnungsart vgl. Art. 6.)

Durch die starre Verbindung beider Augen durch den Zapfen wird das System ein mehrfach statisch unbestimmtes. Es mögen daher zunächst vereinfachende Annahmen gemacht werden, welche das System zu einem

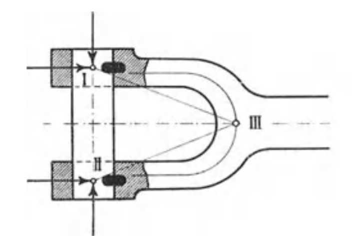


Fig. 191.

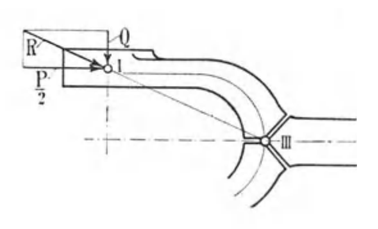


Fig. 192.

statisch bestimmten machen und damit eine einfache Rechnung gestatten.

Es soll die zwischen Zapfen und Auge bestehende Biegungssteifigkeit, welche, wie wohl einleuchtet, das System noch weiter versteift, außer acht gelassen werden. Zu dem Zwecke denke man sich in I und II (Fig. 191) Gelenke angebracht.

Entgegen dem vorigen Fall soll jedoch berücksichtigt werden, daß durch die feste Verbindung der Punkte I und II durch den Zapfen der Abstand der Punkte I bis II unveränderlich ist.

Um das System statisch bestimmt zu machen, ist jetzt noch die Annahme eines dritten Gelenkpunktes bei III, den man schätzungsweise auf dem Schnittpunkt der Schwerpunktlinien der beiden Gabelarme mit Stangenmittellinie annehmen wolle, erforderlich.

4. Man betrachte nun den einen Gabelarm zwischen den Gelenkpunkten I und III als Ganzes (Fig. 192); dann muß die Resultierende von $\frac{1}{2}P$ und der im Zapfen wirkenden Zugkraft Q, da Momente wegen der Annahme von Gelenken nicht vorhanden sind, durch den Punkt III gehen. Danach kann graphisch R bestimmt werden.

Für die Berechnung der Spannungen in dem Querschnitt AB, der an beliebiger Stelle senkrecht zur Schwerpunktlinie geführt sei (Fig. 193), denkt man sich das links liegende Stück bei AB abgeschnitten und nehme ein rechtwinkliges Achsenkreuz mit $X \parallel R$ an (Fig. 194). Es ergeben sich aus den allgemeinen Gleichgewichtsbedingungen in der Ebene dann ganz gleichartige Verhältnisse wie im ersten Falle. Es tritt die Normalkraft R_n auf und erzeugt die Spannung $\sigma_d = \frac{R_n}{F}$; ferner das Moment $R \cdot s$, die Biegungsbeanspruchung $\sigma_b = \frac{R \cdot s}{W}$ erzeugend.

Es hat jedoch keinen Zweck, die Rechnung im Querschnitt AB durchzuführen. Es interessiert vielmehr vor allem der Querschnitt, für welchen das Biegungsmoment oder Abstand s ein Maximum wird. Um diesen

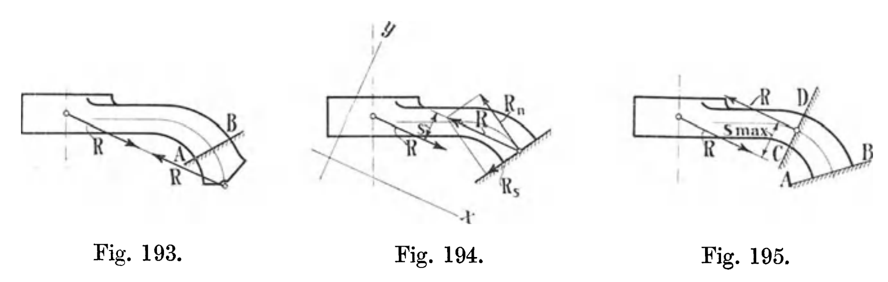


Fig. 193. Fig. 194. Fig. 195.

Querschnitt zu finden, zieht man (Fig. 195) eine Tangente an die Schwerpunktlinie parallel zu R und legt durch den Berührungspunkt einen zur Tangente senkrechten Querschnitt CD, welcher nun senkrecht zu R stehen wird, so daß $R_n = R$ wird.

Man hat dann für diesen Querschnitt:

$$\sigma_d = \frac{R}{F} \qquad \text{und} \qquad \sigma_b = \frac{R \cdot s_{max}}{W}.$$

Für den Querschnitt AB würde sich ein kleineres Moment und eine kleinere Normalkraft ergeben haben. Man wird indes den Querschnitt von CD aus nach der Stange zu verstärken, einmal wegen einer guten Übergangsform zur Stange, dann aber auch, weil in *III* ja tatsächlich kein Gelenk vorhanden ist und daher in Wirklichkeit noch Einspannungsmomente auftreten.

Für die entgegengesetzte Stangenkraft kehren sich auch R und Q um, der Arm erhält neben der Biegungsbeanspruchung Zugbeanspruchung, statt σ_d ist σ_z zu setzen.

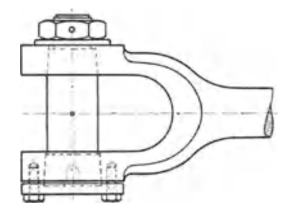


Fig. 196.

5. Die vorstehende Rechnungsweise setzt eine starre Verbindung der beiden Augen voraus; mit dieser ergibt sie dann erheblich geringere Beanspruchungen als die schulmäßige vorausgegangene. Der vielfach gebräuchliche, beiderseitig konisch eingesetzte Zapfen nur mit Mutter am kleinen Konus genügt dieser Bedingung nur für die Zugrichtung der Stange, nicht für die Druckrichtung. Um auch für die Druckrichtung eine starre Verbindung der Augen zu haben, muß der große Konus eine Druckscheibe (Fig. 196) erhalten, wie sie jetzt bei mittleren und schweren Triebwerken allgemein üblich ist.

Die Nachrechnung mehrerer ausgeführter Gabeln mit beiderseits starrer Verbindung der Augen ergibt nach der ersten Methode übermäßig hohe Materialspannungen (z. B. in einem Falle 900 kg/cm², während nur 300 bei der wechselnden Belastung zulässig sind).

Die Rückrechnung nach der zweiten Methode führt dagegen zu durchaus zulässigen Spannungen und zeigt, daß die Praxis nicht mit der schulmäßigen Methode rechnet, sondern wahrscheinlich eine ähnliche Rechnungsweise benutzt wie die zuletzt angeführte.

6. Die allgemeine Anwendung der ersten Berechnungsmethode ergibt nicht nur übermäßige Dimensionen, sondern führt für die versteifte Gabel auch zu unzweckmäßiger konstruktiver Formgebung der Gabel. Das wird sich am deutlichsten an einem Beispiel zeigen:

Wie bei der Berechnung der Gabelzapfen (Art. 80) näher auseinandergesetzt ist, ist das Längenverhältnis dieser Zapfen innerhalb sehr weiter Grenzen frei wählbar, weil Festigkeitsrücksichten erst bei einem sehr großen Längenverhältnis in Frage kommen und meist Formgebungsrücksichten die Anordnung kleinerer Längenverhältnisse erfordern.

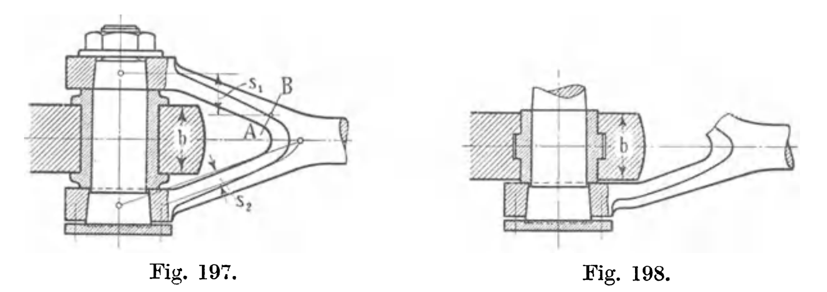


Fig. 197. Fig. 198.

Die erste Rechnungsweise (Art. 1 und 2) würde auf kurze, starke Zapfen hinweisen, um die Größe s zu beschränken. Die zweite Rechnungsweise verlangt aber gerade unter Umständen lange Zapfen.

In Fig. 197 ist ein verhältnismäßig langer Zapfen vorausgesetzt, die Lagerschale erhält äußere Bunde und lädt über der Kreuzkopfbreite b ziemlich weit aus, so daß die innere Begrenzung der Gabel geradlinig an der Kante des Kreuzkopfes vorbeigeführt werden kann.

Diese Formgebung ist offenbar bei Rechnungsweise 1 sehr ungünstig, indem das Maß s (hier als s_1 in den oberen Arm eingetragen) sehr groß wird; dagegen ist sie, wie die Eintragung von s_2 in dem unteren Arm zeigt, für die zweite Rechnungsweise sehr günstig.

Würde man nun mit Rücksicht auf die Rechnungsweise 1 einen kurzen, dicken Zapfen ohne weite Ausladung der Lagerschalen anwenden, wie er in der Fig. 198 dargestellt ist, so müßte man den Gabelarm zur Umgehung der Kreuzkopfkante krümmen. Hierdurch würde man gerade für Rechnungsart 2, welche die richtigere ist, ungünstige Verhältnisse schaffen.

Man erkennt also, daß die Rechnungsweise 1 bei starrer Verbindung der Augen nicht nur unnötig große Abmessungen ergibt, sondern auch auf unvorteilhafte Konstruktionen führt. Ferner zeigt sich auch hier, daß die Bindung an ein bestimmtes Längenverhältnis für den Gabelzapfen die Konstruktion verschlechtern würde.

Anhang 4.

Lagerschalenstärken und andere Verhältniszahlen.

Für die Bemessung der Lagerschalenstärke sind exakte Festigkeitsrechnungen kaum durchführbar. Es sind daher für dieselbe allgemein Verhältniszahlen im Gebrauch. Die Angaben der einzelnen Autoren weichen ziemlich erheblich voneinander ab; auch sind die verschiedenen, neuerdings oft verwandten Materialien, Stahlformguß und Gußeisen, meist nicht berücksichtigt.

Es seien daher nachstehend einige neue Formeln für die Triebwerkslagerschalen von Dampfmaschinen gegeben, die sich auf gute Ausführungen stützen und für Bronze etwa Mittelwerte aus den Angaben anderer Autoren darstellen.

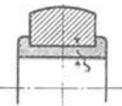


Fig. 199.

Man hat bei der Bemessung der Schalenstärke zu unterscheiden:

I. Nach dem Material (Bronze, Stahlguß, Schmiedestahl, Gußeisen; bei Bronze noch, ob die Schale ein Weißgußfutter hat oder nicht).

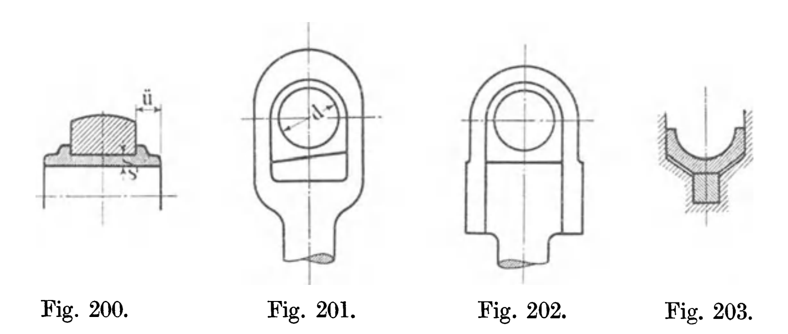


Fig. 200. Fig. 201. Fig. 202. Fig. 203.

II. Ladet die Lagerschale über den Lagerkörper weit aus (Fig. 200)?
III. Treten im Lager Wechselkräfte auf?
IV. Ist der Lagerkörper hinreichend starr (Fig. 201), oder soll die Lagerschale den Körper noch in beträchtlicher Weise verstärken (Fig. 202), oder ist die Schale unzureichend unterstützt (Fig. 203)?

Die Fälle Fig. 202 und 203 sind in den Formeln nicht enthalten; bei Ausführungen nach Fig. 203 mag man einen schätzungsweisen Zuschlag geben. Der Fall Fig. 202 und ähnliche Konstruktionen sollten für Hauptgetriebe ganz vermieden werden; der Lagerkörper sollte stets hinreichend starr sein.

Die Lagerschalenstärke s in der Mitte sei:

1. Für Bronzeschalen ohne Weißgußfutter:

	bei gleichgerichteten Kräften:	bei Wechselkräften:
a) Schale wenig oder gar nicht ausladend	$s = 0{,}06\,d + 5$ mm	$s = 0{,}08\,d + 6$ mm
b) Schale ausladend um den Betrag $ü$	$s = 0{,}06\,d + 0{,}2\,ü + 4$ mm	$s = 0{,}08\,d + 0{,}2\,ü + 5$ mm.

2. Für Bronzeschalen mit Weißgußfutter von der unten angegebenen Futterstärke:

	bei gleichgerichteten Kräften:	bei Wechselkräften:
a) Schale wenig oder gar nicht ausladend	$s = 0{,}08\,d + 8$ mm	$s = 0{,}1\,d + 8$ mm
b) Schale ausladend um den Betrag $\ddot{u}$	$s = 0{,}08\,d + 0{,}2\,\ddot{u} + 7$ mm	$s = 0{,}1\,d + 0{,}2\,\ddot{u} + 7$ mm.

Für weiten Überstand $\ddot{u}$ sind Bronzeschalen weniger geeignet als Stahlgußschalen.

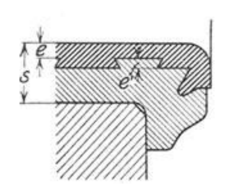
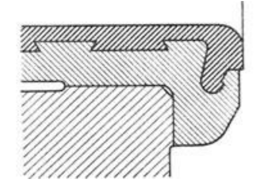
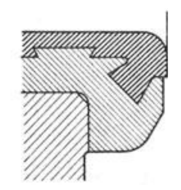


Fig. 204.


Fig. 205.


Fig. 206.

3. Für Stahlgußschalen mit Weißgußfutter mit und ohne Überstand bilde man eine Größe $B = d + 3\,\ddot{u}$ und berücksichtige besonders bei großen Lagern auch den Flächendruck q pro Quadratzentimeter Zapfenprojektion $l \cdot d$ und setze für Wechselkräfte

$$s = \frac{q + 10}{1000} B + 15 \text{ mm}.$$

4. Für gußeiserne Schalen von Kurbelwellenlagern mit wenig Überstand kann man setzen

$$s = (0{,}14 \text{ bis } 0{,}16)\,d + (12 \text{ bis } 16) \text{ mm}.$$

5. Die Stärke e des Weißgußfutters (Fig. 204) kann in allen vorstehenden Fällen gewählt werden für

$d =$	40	60	80	100	120	140	160	180	200	250	300	400 mm
$e =$	3,5÷4	4÷5	4÷5	5÷6	5÷7	5÷7	5÷7	6÷7	6÷7	6÷8	7÷9	7÷10 mm

Die Stärke e' des Schwalbenschwanzeingriffs etwa $\frac{2}{3}\,e$ (vgl. Fig. 204).

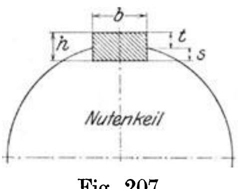


Fig. 207.

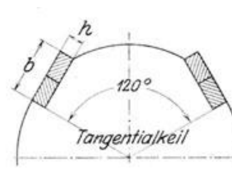


Fig. 208.

6. Die unter 1÷4 gegebenen Formeln gelten für die Mitte der Schale; nach der Fuge zu darf die Stärke auf $\frac{2}{3}$ der angegebenen Werte verringert werden.

Für ganz kleine Lager (kleine Steuerstangenköpfe) sind die Formeln nicht geeignet, vgl. die Normalien für Steuerstangenköpfe im „Führer“ 42, 1÷19.

7. Für **Wellenkeile** kann unter Bezugnahme auf Fig. 207 u. 208 die Tafel auf S. 269 benutzt werden.

Die Wellenkeile für Steuerungsexzenter und Steuerungszahnräder, allgemein von Teilen, welche im Vergleich zum Wellendurchmesser nur sehr geringe Drehmomente zu übertragen haben, sind erheblich schwächer zu wählen. Man mag setzen: Für Wellen von 200 bis 340 ∅ $b = 35$, $h = 20$,

$s = 8$, $t = 21$; für Wellen von 360 bis 500 $\varnothing$ mag man die Maße der Hauptkeile der Wellen von 200 $\varnothing$ benutzen und für Wellen von 520 bis 800 die Maße der Hauptkeile der Wellen von 260 $\varnothing$.

Keiltafel für Wellendurchmesser von 200 bis 800 mm.

Wellen-$\varnothing$	Nutenkeil				Tangent-Keil		Wellen-$\varnothing$	Nutenkeil				Tangent-Keil	
	b	h	s	t	b	h		b	h	s	t	b	h
200	50	28	11	17			500	110	56	22	34	126	34
20	54	30	12	18			20	114	58	23	35	132	36
40	58	32	13	19			40	118	60	24	36	135	36
60	62	34	14	20			60	122	62	25	37	141	38
80	66	36	14	22			80	126	64	26	38	147	40
300	70	37	15	22	75	20	600	130	66	26	40	150	40
20	74	38	15	23	81	22	20	134	68	27	41	156	42
40	78	40	16	24	84	22	40	138	70	28	42	162	44
60	82	42	17	25	90	24	60	142	72	29	43	165	44
80	86	44	18	26	96	26	80	146	74	30	44	171	46
400	90	46	18	28	102	28	700	150	76	30	46	177	48
20	94	48	19	29	105	28	20					180	48
40	98	50	20	30	108	30	40					186	50
60	102	52	21	31	114	30	60					192	52
80	106	54	22	32	120	32	80					195	52
							800					201	54

Anhang 5.

Über den Unterschied von Spannauge und Lagerauge.

Es wurde im Anhang 4 darauf hingewiesen, daß der Bügel von Lagerköpfen und Lageraugen so steif sein soll, daß die Lagerschale nicht mit zur Aufnahme von Biegungskräften herangezogen wird. Die sich auf diese Forderung stützende Berechnungsweise des Bügels von Stangenköpfen wird in der Literatur fälschlich vielfach auf Augen übertragen, welche den Zapfen oder richtiger die Zapfenwurzel fest umspannen und dem Zapfen keine Drehung gestatten sollen. Solche Augen mögen Spannaugen genannt werden. Der Belastungsfall, welcher der Berechnung vielfach zugrunde gelegt wird, ist in Fig. 209 dargestellt.

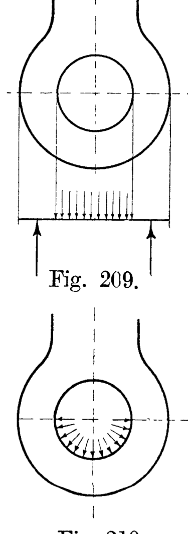

Fig. 209.

Fig. 210.

Dieser Fall liegt aber beim Spannauge gar nicht vor: Seitenkräfte auf den fest zu umspannenden Zapfen sind nicht nur zulässig, sondern erwünscht. Ein Band von ausreichender Zugfestigkeit ohne jede Biegungssteifigkeit (kettenähnlich) würde die Kräfte auf den Zapfen richtig übertragen und auf der kreisrunden Zapfenwurzel radiale, überall gleiche Auflagerdrucke erzeugen *wie bei einem Gefäß mit Flüssigkeitsdruck*. Das zeigt, daß eine Rechnung auf Biegungsfestigkeit falsch ist. Der Querschnitt des Bandes wäre eigentlich auf Zug

mit $\frac{1}{2} P +$ Montagespannung zu berechnen. Die Berechnung auf Zug ergibt aber so kleine Abmessungen, daß der Anschluß an die rückwärtsliegenden stärkeren Teile unvorteilhaft wird; auch soll ja die Verbindung der Zapfenwurzeln mit den Gabelaugen die Gabelzinken nicht nur gegen Ausweichungen, sondern auch gegen Winkeldeformationen versteifen.

Dazu ist eine gewisse Steifigkeit des Auges und eine gewisse Fassungslänge (b Fig. 211) für die Wurzel erforderlich, Kräften und Momenten gegenüber, die in ganz anderen Richtungen und Ebenen wirken als in dem in Fig. 211 und 212 angedeuteten Belastungsfall. Eine rechnungsmäßige Verfolgung dieser Kräfte ist (besonders beim Gabelzapfenkreuzkopf) ohne große Willkürlichkeit in den Annahmen nicht möglich. Deshalb mögen für das Spannauge Verhältniszahlen eingeführt werden, welche sich auf bewährte Ausführungen stützen.

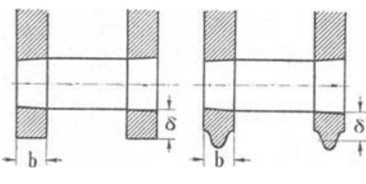


Fig. 211. Fig. 212.

Verhältniszahlen sind in solchen Fällen, in welchen die Beanspruchung gar nicht übersehen werden kann, einer Festigkeitsrechnung mit völlig willkürlichen und ganz unzutreffenden Belastungsannahmen immer noch vorzuziehen, selbst dann, wenn Festigkeitsrechnungen auf Grund solcher Annahmen befriedigende Übereinstimmung mit praktischen Ausführungen geben; denn sie bringen bei dem Schüler oder Konstrukteur, der sich solcher Grundlagen bedient, Täuschungen über den wahren Zusammenhang der Dinge hervor.

Als Verhältniszahlen für Spannaugen geschmiedeter Gabeln mag man annehmen (Fig. 211)

$$b = 0{,}5\, d + 10 \text{ mm}; \qquad \delta = 0{,}35\, d + 12 \text{ mm}.$$

Für Spannaugen aus Stahlformguß an Kreuzköpfen mag gelten

$$b = 0{,}5\, d + 10 \text{ mm}; \qquad \delta = 0{,}4\, d + 15 \text{ mm}.$$

Wenn bei einem Stahlgußkopf statt des rechteckigen Querschnitts ein T-förmiger gewählt wird, was in der Regel geschieht, mag man einen Ausgleich nach der Fläche vornehmen (Fig. 212 rechts).

Anhang 6.

Flächendrucke in Lagern von Kolbenmaschinen.

1. Die Angaben über die bei Berechnung der Kurbelzapfen- und Kurbelwellenlager von Dampfmaschinen und Gasmaschinen anzuwendenden Flächendrucke gehen sehr weit auseinander.

Überträgt man die bei einer Maschinenart bewährten Abmessungen durch Nachrechnung der auftretenden Flächendrucke auf Maschinen anderer Bauart oder abweichender Größe oder Gleitgeschwindigkeit der Zapfen, so kommt man oft auf Dimensionen, die mit praktischen Ausführungen gar nicht übereinstimmen.

2. Ziemlich gleichmäßig wird der Flächendruck noch bei den Stirnzapfen der Stirnkurbelmaschinen verschiedener Größe und Herkunft ge-

funden, nämlich $q = k_1 = 50 \div 60$ kg/cm², und zwar auf das Maximum der Kraft bezogen; es ist, wenn P_{max} die größte Kraft bedeutet:

$$q = \frac{P_{max}}{l \cdot d} = \text{konst.} = 50 \text{ bis } 60 \text{ kg/cm}^2. \tag{1}$$

Die Außerachtlassung der Gleitgeschwindigkeit ist bei Stirnkurbelzapfen zulässig, weil der Zapfendurchmesser bei Berechnung auf Biegungsfestigkeit wegen des kleinen Biegungshebelarmes nicht groß wird und demgemäß auch die Gleitgeschwindigkeit klein ist. Dagegen muß die Auflagerfläche von Zapfen, welche infolge großer Biegungshebelarme oder infolge von Torsionsbeanspruchung oder aus anderen Gründen großen Durchmesser erhalten, unter Berücksichtigung der Gleitgeschwindigkeit auf Wärmeentwicklung berechnet werden.

3. Um den Einfluß der Gleitgeschwindigkeit auf die Wärmeentwicklung zu berücksichtigen, hat man unter Annahme eines von Flächendruck und Gleitgeschwindigkeit unabhängigen Reibungskoeffizienten die Reibungsarbeit pro Flächeneinheit dem Produkt aus Flächendruck und der Gleitgeschwindigkeit proportional angenommen und festgesetzt, daß die Reibungsarbeit pro Zentimeter ein von der Wärmeabführung abhängiges Maß nicht überschreitet. Die Forderung wird bei einem von Flächendruck und Gleitgeschwindigkeit unabhängigen Reibungskoeffizienten erfüllt durch die Gleichung

$$q\,v = k_2, \tag{2}$$

in welcher k_2 eine Konstante ist.

Die Gleichung hat für die Berechnung der Zapfenlänge noch den Vorteil, daß der Durchmesser des Zapfens herausfällt. Es ist, wenn d und l in Zentimetern eingeführt werden:

$$\left.\begin{array}{lll} q\,l\,d = P_1; & q = \dfrac{P_1}{l\,d}; & v = \dfrac{\pi\,d\,n}{60}\,\text{cm} = \dfrac{\pi\,d\,n}{60 \cdot 100}\,\text{m}; \\ q\,v = k_2; & \dfrac{P_1}{l\,d} \cdot \dfrac{\pi\,d\,n}{6000} = k_2; & l = \dfrac{P_1\,n}{1900\,k_2}\,. \end{array}\right\} \tag{3}$$

Der Wert $1900\,k_2$, welcher in der „Hütte" mit w bezeichnet ist, darf nach Bach bei normalen Betriebsdampfmaschinen gesetzt werden: Für Kurbelzapfen gleich 90 000, für Wellenzapfen von Kurbelwellen gleich 40 000. Für die Außenlagen von Dampfmaschinen und Verbrennungskraftmaschinen wird von anderer Seite empfohlen $w = 20\,000$ bis $30\,000$. Die Kräfte sind hier nur wenig veränderlich. Die Gleichung liefert für **Stirnkurbeldampfmaschinen,** wenn unter P_1 die statische Höchstkraft verstanden wird[1]), mit den angegebenen Zahlenwerten Resultate, welche ganz gut mit bewährten Ausführungen übereinstimmen; doch ist zu beachten, daß bei Stirnkurbelmaschinen die allgemeinen Bedingungen, wie das Verhältnis des Hubes zum Zylinderdurchmesser, die Beziehungen dieses Verhältnisses zur Drehzahl der Maschine usw. weniger voneinander abweichen als bei **Maschinen mit gekröpfter** Welle und daher eher ge-

[1]) Die unmittelbare Beziehung auf die Höchstkraft ist bei Gleichungen, welche die Wärmeentwicklung durch Einführung der Gleitgeschwindigkeit berücksichtigen, aus den weiter unten angegebenen Gründen nicht zweckmäßig. Man kann den Konstanten 40 000 und 90 000 eine etwas allgemeinere Bedeutung geben, wenn man statt ihrer die Werte 20 000 und 45 000 einführt und diese Werte, indem man ebenfalls die Höchstkraft zugrunde legt, mit den Koeffizienten α (S. 274) multipliziert.

statten, Einflüsse von veränderlicher Wirkung in einer Konstante verschwinden zu lassen. Es zeigt sich, daß die Gleichung für gekröpfte Wellen nur unter besonderen Verhältnissen brauchbare Werte liefert, daß die mit ihr erhaltenen Zapfenmaße oft von denen bewährter Ausführungen stark abweichen und zuweilen kaum ausführbar sind.

4. Die Versuche, welche mit zeitlich unverändert belasteten Zapfen und Lagern bei verschiedenen Flächendrucken und Geschwindigkeiten von Stribeck, Lasche und anderen angestellt wurden[1]) und eine Abnahme des Reibungskoeffizienten mit zunehmendem Flächendruck und eine Zunahme desselben mit der Geschwindigkeit ergaben, bieten höchstens einige Anhaltspunkte, aber keine Aussicht, mit ihnen auf ein einigermaßen einfaches, praktisch verwertbares Gesetz für die Zapfenbemessung des Kurbelgetriebes zu gelangen, weil die schnell wechselnde Kraftrichtung hinsichtlich der für die Reibung bedeutungsvollen Stärke der Ölschicht ganz andere Verhältnisse schafft als bei Gleichdrucklagern, auf welche sich die Versuche beziehen. Die Stärke der Ölschicht ist bei Wechselkräften an ein und derselben Stelle zeitlich veränderlich. Noch geringer sind aus den gleichen Gründen die Aussichten, mit der hydrodynamischen Reibungstheorie hier zu einem Ziele zu gelangen.

Es ist also, um Regeln von allgemeiner Gültigkeit zu finden, die schwierige Aufgabe zu lösen, aus einer größeren Zahl bewährter Konstruktionen verschiedener Firmen verallgemeinernde Schlußfolgerungen zu ziehen, denn es ist anzunehmen, daß die Abmessungen schließlich aus einer Reihe richtig gedeuteter Mißerfolge entstanden sind. Leider sind nun solche Erfahrungen, die auch nicht einmal offen ausgesprochen sind, sondern sich nur in den Ausführungen widerspiegeln, sehr einseitige und beziehen sich meist auf einen ganz bestimmten Maschinentyp. Es müssen also Ausführungen zahlreicher Firmen, deren Erfahrungen in ihren Konstruktionen verschiedenartigen Ausdruck gefunden haben, gegenübergestellt und verwertet werden.

5. Von den beiden eben besprochenen Regeln für die Bemessung der Zapfen $q = k_1$ und $q\,v = k_2$ liefert die letztere gegenüber bewährten Ausführungen bei großen Kräften und starken Zapfen im allgemeinen zu große Zapfenlängen, während für kleine Kräfte und Zapfendurchmesser die errechneten Zapfenlängen zu klein sind. Umgekehrt führt die erstere mit Zulassung eines von der Geschwindigkeit unabhängigen Flächendruckes zu Zapfenlängen, die bei großen Durchmessern zu klein sind. Besonders fallen die Kurbelzapfen gekröpfter Wellen mit den Flächendruckregeln der Stirnzapfen nicht gekröpfter Wellen berechnet viel zu kurz aus.

6. Die Gleichung $q = k_1$ kann man auch in der Form schreiben $q\,v^0 = k_1$, in dem $v^0 = 1$ ist; dann lauten die beiden Gleichungen, wenn man in der zweiten noch für v schreibt v^1:

$$q\,v^0 = k_1 \qquad \text{und} \qquad q\,v^1 = k_2.$$

Die zweite berücksichtigt v, wie gezeigt wurde, zu stark, die erste zu schwach. Es kann also erwartet werden, daß eine Gleichung von der Form

$$q\,v^\varkappa = k_3,$$

in welcher $\varkappa$ zwischen 0 und 1 liegt, die Maßverhältnisse bewährter Ausführungen besser zum Ausdruck bringt. In der Tat genügt die Gleichung mit einem Exponenten $k = \frac{1}{2}$, also

$$q\,\sqrt{v} = k_3,$$

[1]) Vgl. auch „Hütte“, 22. und 23. Auflage, Teil I, S. 836 bis 838.

vielseitigeren Bedingungen als die beiden ersten Gleichungen. Sie befriedigt aber auch noch nicht recht.

7. Vergleiche von Maschinen mit sehr verschiedener Drehzahl und sehr verschiedenen Wellendurchmessern zeigen, daß bei der Geschwindigkeit der Drehzahl ein etwas größerer Einfluß auf den zulässigen Flächendruck zugestanden werden muß als dem Durchmesser. Es scheinen hier außer dem Einfluß von v und p auf den Reibungskoeffizienten noch andere Ursachen, wie die elastischen Formänderungen der Welle, mitzusprechen, vielleicht in dem Sinne, daß bei schwachen Kurbelwellen die Druckverteilung eine weniger gleichmäßige ist. Vielleicht spielt bei starken Wellen auch die bessere Wärmeabführung durch die stärkeren Zapfen nach dem Innern und weiter nach Kurbelarmen eine Rolle.

Durch Vergleichsrechnungen mit den Maßen einer Anzahl verschiedenartiger Maschinen von verschiedener Größe und Drehzahl n fand ich, daß folgende Formel bei angemessener Größe der Konstanten k recht befriedigende Ergebnisse lieferte:

$$q\, n \sqrt{d} = k; \qquad q = \frac{k}{n \sqrt{d}}. \tag{4}$$

Bei Dampfmaschinen ist hierin zu setzen k gleich 9000 für die Wellenzapfen (Wellenhälse) und gleich 22 000 für die Kurbelzapfen, wenn man sich auf die größte, rein statisch, d. h. ohne Beschleunigungsabzug, gerechnete Kolbenkraft P_h bezieht. Die Beziehung auf die Höchstkraft ist jedoch nicht zweckmäßig, weil dann für jede Maschinenart eine besondere Konstante k eingeführt werden müßte, und Erfahrungen, welche bei einer Maschinenart (z. B. bei Dampfmaschinen) gemacht sind, nicht durch Einführung derselben Konstanten auf andere Maschinen (z. B. Verbrennungskraftmaschinen) übertragen werden können. Es ist daher richtiger, sich auf einen Mittelwert P_m der Kolbenkraft und zwar wegen der annähernd gleichförmigen Gleitgeschwindigkeit auf den Zeitmittelwert P_{zm} derselben zu beziehen, welcher nach dem in Art. 11 bis 15 entwickelten Verfahren gefunden wird.

Wenn q_{zm} der auf den Zeitmittelwert der Kolbenkraft bezogene Flächendruck ist, so gilt

für Wellenhalszapfen: für Kurbelzapfen:

$$q_{zm} = \frac{4500}{n \sqrt{d}} \qquad q_{zm} = \frac{11\,000}{n \sqrt{d}}. \tag{5}$$

d ist hierin der Zapfendurchmesser in Zentimetern, n ist die Drehzahl pro Minute.

8. Das Produkt $n \sqrt{d}$ schwankt auch für Maschinen sehr verschiedener Größe und völlig abweichender Bauart nicht in allzuweiten Grenzen, weil die Drehzahl kleiner Maschinen, bei welchen auch d klein ist, größer ist als bei großen Maschinen. Das Produkt liegt etwa zwischen 400 und 1000.

Mit der Formel (5) ergeben sich daher folgende zulässigen Zeitmittelwerte des Flächendruckes für gekröpfte Wellen:

für $n \sqrt{d} =$	400	450	500	600	700	800	1000
für Wellenhalszapfen $q_{zm} =$	11,25	10,0	9,0	7,5	6,4	5,6	4,5
für Kurbelzapfen $q_{zm} =$	27,5	24,5	22,0	18,3	15,7	13,8	11,0

Die Werte gelten unter der Voraussetzung natürlicher Kühlung durch die umgebende Luft. Wenn regelmäßig oder in Gefahrfällen Kühlung der Lagerkörper durch Wasser vorgesehen ist oder die Wellen- und Kurbelzapfen im Ölbad laufen, oder Preßölschmierung angewandt ist, bei welcher schon durch den Ölwechsel ein Teil der Wärme abgeführt wird, kann man mit q_{zm} erheblich heraufgehen. Das gleiche gilt für Maschinen, welche absätzig im Betrieb sind, wie Reversierwalzenzugmaschinen.

Wenn die Werte bei sehr günstiger Verteilung der Kräfte und mäßiger Drehzahl sehr kurze Zapfen liefern, darf man sie natürlich länger machen, als sie rechnungsmäßig gefunden sind. Bei Kurbelzapfen gekröpfter Wellen wird man das Längenverhältnis $\frac{l}{d}$ in der Regel nicht kleiner als 0,8 machen.

Bei gekröpften Wellen von Lokomotiven kommen Zapfenlängen vor, welche wesentlich kleiner als 0,8 d sind. Das kommt daher, daß die Wellen wegen der weiten Lagerung sehr stark sind und der Platz zwischen den Rahmen beschränkt ist.

9. Für die Bestimmung der Zapfenmaße mit Hilfe von q_{zm} ist die Ermittlung des Zeitmittelwertes P_{zm} der Kolbenkraft nach S. 275 bis 277 erforderlich, die immerhin etwas umständlich ist. Man kann zur Erleichterung der Rechnung für verschiedene Maschinenarten je das mittlere Verhältnis P_h zu P_{zm} und, indem man die für q_{zm} oben angegebenen zulässigen Werte mit diesem Verhältnis multipliziert, sich wieder wie früher auf die Maximalkraft beziehen.

Wenn q_h den auf die Zapfenprojektion $d \cdot l$ bezogenen Flächendruck bei der ohne Beschleunigungsabzug gerechneten Höchstkraft P_h bezeichnet, so besteht die Beziehung

$$P_h = q_h \, d \, l. \tag{6}$$

Wenn ferner q_{zm} den auf den Zeitmittelwert P_{zm} der Kolbenkraft bezogenen Flächendruck bezeichnet, so ist

$$P_{zm} = q_{zm} \, d \, l. \tag{7}$$

d und l sind in beiden Fällen gleich, da es sich nur um verschiedene Rechnungsweisen bei ein und derselben Maschine handelt. Es verhält sich also

$$q_h : q_{zm} = P_h : P_{zm}.$$

Wenn das Verhältnis $P_h : P_{zm} \equiv \alpha$ bekannt ist, oder nach der Maschinenart einigermaßen zuverlässig geschätzt werden kann, so ist

$$q_h = \alpha \, q_{zm} \, . \tag{8}$$

10. Man kann bei mittelgroßen Beschleunigungsverhältnissen[1]) und nicht allzu abnormalem Indikatordiagramm etwa setzen:

Für Dampfmaschinen im Mittel	$\alpha = 2{,}0$	
,, Einzylinder-Dampfmaschinen mit Kondensation .	$\alpha = 2{,}4$	
,, doppelt wirkende Viertakttandem-Gasmaschinen.	$\alpha = 4{,}1$	
,, einfach wirkende Viertaktgasmaschinen.	$\alpha = 4{,}5$	(9,1)
,, einfach wirkende Viertaktdieselmotoren.	$\alpha = 4{,}1$	(7,3)

[1]) Es ist bei den nachstehenden Werten von α vorausgesetzt, daß der Beschleunigungsdruck in den Totlagen bei unendlicher Pleuelstangenlänge $^1/_3$ bis $^1/_2$ des höchsten statischen Druckes beträgt.

Die in Klammern gesetzten Werte, welche für eine spätere Betrachtung dienen, bleiben hier außer acht.

Mit diesen Werten von α ergibt sich der auf die statische Höchstkraft bezogene zulässige Flächendruck q_h entsprechend Formel (5)

für Wellenhalszapfen für Kurbelzapfen

$$q_h = \alpha \frac{4500}{n\sqrt{d}}, \qquad q_h = \alpha \frac{11\,000}{n\sqrt{d}}. \tag{9}$$

d wird nach S. 278 auf Grund einer Faustformel und durch Festigkeitsrechnungen vorläufig bestimmt, darauf wird q_h aus der vorstehenden Gleichung berechnet und die Zapfenlänge l in Zentimetern aus der Gleichung

$$P_h = q_h d l \tag{10}$$

gefunden.

Für genauere Rechnungen ist P_{zm} mit dem nachfolgenden Verfahren zu bestimmen und l mit der Gleichung (12) zu berechnen.

Bestimmung des Zeitmittelwertes der Kolbenkraft.

11. Für die Reibungsarbeit der mit gleichförmiger Geschwindigkeit gleitenden Flächen ist nicht die Kolbenwegmittelkraft (der mittlere indizierte Druck mal der Kolbenfläche) maßgebend, denn es gleiten, während der Kolben sich in der Totlage befindet, die Zapfen mit erheblicher Geschwindigkeit in ihren Lagern. Wenn der Druck in den Totlagern und in der Nähe derselben besonders groß ist, so bringt derselbe eine ziemlich bedeutende Reibungsarbeit und Wärmeentwickelung in den Lagern hervor, ohne daß im Indikatordiagramm eine entsprechende Arbeitsfläche beschrieben wird.

Ein richtigeres Maß für die entwickelte Reibungswärme bildet zweifellos die Gleitwegmittelkraft oder bei gleichförmiger Gleitung der Zeitmittelwert der Zapfenbelastung.

Um diesen Mittelwert zu erhalten, muß man die Pleuelstangenkräfte als Funktion des Kurbelwinkels auftragen. Mit hinreichender Genauigkeit darf man an Stelle der Pleuelstangenkräfte die Kolbenstangenkräfte setzen.

Bei den Kolbenstangenkräften wird man die Wirkung der Beschleunigung und Verzögerung der hin- und hergehenden Massen zu berücksichtigen haben, diese werden bei Arbeitsdiagrammen, welche mit hohem Druck beginnen (Dampfmaschinen, Großgasmaschinen der Bauart doppelt wirkender Tandemviertakt oder doppelt wirkender Einzylinderzweitakt), eine stark entlastende Wirkung auf die Reibungskräfte in der Nähe der Totpunkte ausüben, während bei einfach wirkenden Viertaktverbrennungskraftmaschinen diese Entlastung für den Arbeitshub zwar auch eintritt, aber dieser Vorteil der Wirkung der Beschleunigungen durch die Belastung, welche die Leerhübe durch sie erfahren, mehr als aufgehoben wird.

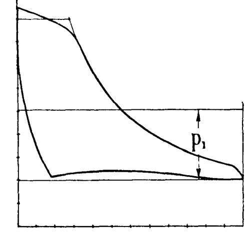


Fig. 213.

12. Man kann das auf den Kurbelkreis bezogene Diagramm der Kolbenkräfte, welches für die Wärmeentwickelung maßgebend ist, aus dem Indikatordiagramm ableiten. In Fig. 213 bis 216 ist diese Ableitung für das Hochdruckdiagramm einer Verbunddampfmaschine durchgeführt.

Man verzeichnet zunächst nach dem Indikatordiagramm (Fig. 213) das Überdruckdiagramm (Fig. 214), setzt dieses mit dem Massendruckdiagramm zusammen (Fig. 215) und findet, indem man den Kurbelkreis über der Kolbenweglinie schlägt und denselben in gleiche Teile teilt, die zu den einzelnen Kurbelwinkeln gehörigen Kräfte durch Heraufloten. Über dem abgewickelten Kurbelkreis trägt man (Fig. 216) die zu den einzelnen Kurbelwinkeln gehörigen Kräfte 0, 1, 2, 3, 4, 5 ... dann als Ordinaten auf.

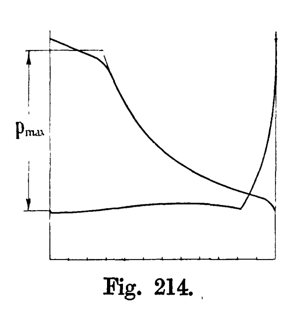


Fig. 214.

Die negativen Kräfte sind positiv aufzutragen, da sie ebenso Wärme entwickeln wie die positiven. Die mittlere Höhe im Diagramm (Fig. 216) stellt dann den indizierten Zeitmitteldruck p_{zm} dar.

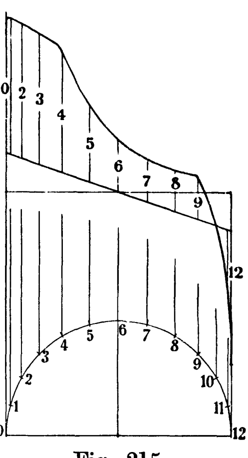


Fig. 215.

13. Es ist hierbei (wenigstens für doppelseitig wirkende Maschinen)[1] durchaus zulässig und zu empfehlen, für die **Beschleunigungslinie unendliche Stangenlänge** vorauszusetzen, d. h. die gerade Massendrucklinie zugrunde zu legen, weil das durch die Endlichkeit der Stange bedingte Mehr und Weniger an Massendruck sich bei der schnellen Folge der Kraftwirkungen für die Wärmeentwickelung ausgleicht.

14. Ungefähr das gleiche gilt bezüglich der **Gleitgeschwindigkeit** des Kurbelzapfens **im Pleuelstangenlager**, welche bei gleichförmiger Drehung der Kurbelwelle wegen der Schwingungen der Pleuelstange eine **ungleichförmige** ist und daher eigentlich die Aufstellung eines besonderen Gleitwegmitteldruckdiagramms für eine ganze Umdrehung verlangte. Es hat jedoch keinen Zweck, sich bei der hinsichtlich der zulässigen Flächendrucke bestehenden Unsicherheit in Spitzfindigkeiten zu verlieren.

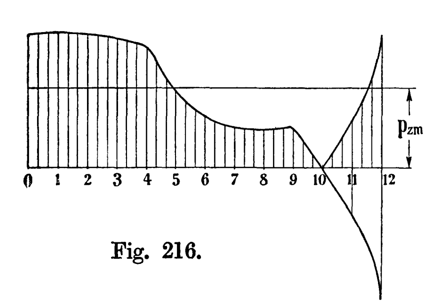


Fig. 216.

Bei einfach wirkenden Maschinen hat die Berücksichtigung der ungleichen Gleitgeschwindigkeiten eine gewisse Berechtigung, weil die großen Gleitwege gerade beim Durchgang durch die stark belastete deckelseitige Totlage auftreten; doch wird für die vorliegenden Zwecke in der Regel die Einführung einer gleichförmigen Gleitbewegung des Kurbelzapfens im Pleuelstangenlager auch hier genügen.

Bei einfach wirkenden Maschinen muß die Untersuchung auf 2 Hübe, bei $^1/_2$fach wirkenden (einseitig wirkendem Viertakt) auf 4 Hübe ausge-

[1]) Bei einfach wirkenden Maschinen, insbesondere bei einfach wirkenden Viertaktverbrennungskraftmaschinen sollte für den Kompressionshub und den auf ihm folgenden Arbeitshub die endliche Stangenlänge berücksichtigt werden, weil bei dem statisch stark belasteten Durchgang durch die deckelseitige Totlage die größeren Beschleunigungskräfte, die sich mit Berücksichtigung der endlichen Stangenlänge ergeben, auch eine stärkere Entlastung ergeben, denen geringere Entlastungen beim Durchgang durch die kurbelseitige Totlage nicht gegenüberstehen.

dehnt werden, gleichgültig ob dabei die endliche Stange berücksichtigt wird oder nicht.

15. Das Diagramm nach Fig. 216 werde **Zeitmitteldruckdiagramm** genannt. Man findet aus ihm den Zeitmittelwert P_{zm} der Kolbenkraft, indem man p_{zm} mit der Kolbenfläche F multipliziert, also setzt

$$P_{zm} = p_{zm} F. \tag{11}$$

Nach vorläufiger Ermittlung von d wird mittels der Gleichung (5) oder der Tabelle auf S. 273 das zulässige q_{zm} gewählt, worauf die Zapfenlänge l mittels der Gleichung

$$P_{zm} = q_{zm} d l \tag{12}$$

gefunden wird[1]).

16. Für die Wellenhalszapfen (Gestellager) sind die kleineren Werte q_{zm} von Seite 273 einzusetzen. Die gefundene Zapfenlänge ist bei gekröpften Wellen die Summe der Länge der beiden neben der Kröpfung liegenden Lager. Sie ist daher, wenn nicht noch weitere Kräfte auf das Lager wirken, im umgekehrten Verhältnis der Hebelarme auf die beiden Lager zu verteilen, sofern man nicht der Gleichmäßigkeit halber dem kleineren Lager nachträglich die Maße des größeren gibt. Dies gilt zunächst für Maschinen mit einem einzigen Kurbelgetriebe und statisch bestimmter Wellenlagerung.

Bei Vorhandensein mehrerer Kurbelgetriebe an einer Welle hat man für Gestellager, welche Kräfte von zwei benachbarten Kurbelgetrieben gemeinsam aufzunehmen haben, ein resultierendes Zeitmitteldruckdiagramm zu bilden und dabei die Anteile der Kräfte zu berücksichtigen, welche auf das betreffende Lager entfallen.

Häufig werden die Gestellager von Maschinen mit gekröpften Wellen, wenn reichlich Platz vorhanden ist, länger gemacht, als es die Flächendruckrücksichten erfordern, um die Welle in möglichster Nähe der Kurbel zu stützen. Es ist daher Vorsicht bei Rückschlüssen über die vom Konstrukteur bei Gestellagern zugelassenen Flächendrucke geboten.

17. Um die vielseitige Verwendbarkeit dieser in erster Linie für gekröpfte Wellen bestimmten Grundsätze für die Zapfenbemessung zu zeigen, möge noch der zulässige Flächendruck für einen Fall, der außerhalb des eigentlichen Anwendungsgebietes der Formel liegt, nämlich für den Wellenhalszapfen der vorne berechneten Stirnkurbelmaschine ermittelt werden.

Der Zeitmitteldruck wird auf Grund des angegebenen Verfahrens gefunden: $p_{zm} = 2{,}9$, womit sich $P_{zm} = 2{,}9 \cdot F = 2{,}9 \cdot 1363 = 3953$ kg ergibt. Das nach Art. 9 zulässige q_{zm} ist mit $n = 130$ und $d = 21$

$$q_{zm} = \frac{4500}{n\sqrt{d}} = \frac{4500}{130\sqrt{21}} = 7{,}55; \qquad \alpha = \frac{P_h}{P_{zm}} = \frac{9400}{3953} = 2{,}38;$$

q_h auf die Maximalkraft bezogen $= q_{zm}\, 2{,}38 = 7{,}55 \cdot 2{,}38 = \backsim 18{,}0$ kg/cm².

[1]) Es wurde oben gezeigt, wie unter Einführung eines mittleren Verhältnisses $\alpha = P_h : P_{zm}$ für normale Verhältnisse die Bestimmung von P_{zm} umgangen werden kann. Man könnte statt dessen auch das mittlere Verhältnis $p_i : p_{zm}$ für verschiedene Maschinenarten bestimmen und die gefundenen Sonderwerte zur Bestimmung von P_{zm} benutzen. Für Dampfmaschinen ist dazu zu bemerken, daß bei Einzylindermaschinen und bei Hochdruckzylindern von Verbundmaschinen p_{zm} im allgemeinen größer als p_i ist, bei Niederdruckzylindern kann es auch kleiner werden. Man wird also, da die Triebwerke des *HDZ* und *NDZ* gleich ausgeführt werden, die Ermittlung von p_{zm} für die ungünstigeren Verhältnisse des *HDZ* durchführen. *Vgl. auch Haupttext Art.* 336 und 337. Hieraus folgt, daß man bei Dampfmaschinen im allgemeinen setzen soll

p_{zm} etwas größer als p_i.

Gerechnet wurde auf Grund von Erfahrungen bei ähnlichen Maschinen mit 15 und später mit den endgültigen Maßen 15,5, zugelassen (Art. 116 bis 119), was gegenüber 18,0 passend erscheint, da das Lager auch noch einen Teil des Schwungradgewichts und des Seilzuges aufzunehmen hat.

Rechnungsgang für Ermittlung der Zapfenmaße gekröpfter Wellen.

18. Man muß, um den zulässigen Flächendruck zu bestimmen, den Wellendurchmesser kennen oder vorläufig schätzen. Das war bei Formeln mit dem Grundsatz $qv = \text{const.}$ nicht erforderlich. Diese haben sich aber, wie bemerkt, nicht als hinreichend allgemein brauchbar erwiesen. Um bei der Schätzung des Durchmessers nicht allzu sehr fehlzugreifen, benutze man Faustformeln für gekröpfte Wellen:

1. für Einzylindermaschinen: $d = 1\,\text{cm} + 17\sqrt[3]{\frac{N_i}{n}\frac{D}{s}}$, worin $\frac{D}{s}$ das Verhältnis des Durchmessers des Dampfzylinders zum Hube ist.

   Bei Verbundmaschinen ist für D in $\frac{D}{s}$ der Durchmesser des Niederdruckzylinders einzusetzen. Es gilt

2. für Einkurbelverbundmaschinen: $d = 1\,\text{cm} + 16\sqrt[3]{\frac{N_i}{n}\frac{D}{s}}$,

3. für Zweikurbelverbundmaschinen: $d = 1\,\text{cm} + 12{,}5\sqrt[3]{\frac{N_i}{n}\frac{D}{s}}$,

4. für Dreikurbel-Dreifachexpansionsmaschinen: $d = 11{,}5\sqrt[3]{\frac{N_i}{n}\frac{D}{s}}$.

Es ist einleuchtend, daß diese Formeln, die weder den Eintrittsdruck noch das Expansionsverhältnis, noch die Lagerentfernung enthalten, nur ganz vorläufige Anhaltspunkte geben können, und daß die Abmessungen, nachdem auf Grund derselben die Lagerabstände vorläufig festgestellt sind, einer Nachrechnung auf zusammengesetzte Festigkeit bedürfen.

Bei Schiffsmaschinen ergeben die vorstehenden Formeln viel zu große Werte. Man sucht hier bekanntlich durch vielfache Lagerung der Welle, durch Anwendung niedrigerer Eintrittsdrucke, durch starken Spannungsabfall am Hubende aller Zylinder das Verhältnis der mittleren Kräfte zu den maximalen (zum Teil auf Kosten der Ökonomie) möglichst günstig zu gestalten. Auch läßt man wegen der knappen Verhältnisse höhere Materialbeanspruchungen zu.

19. Beispiel: Es sind die vorläufigen Wellenabmessungen einer stehenden Zweikurbelverbundmaschine für folgende Voraussetzungen zu bestimmen:

$N_i = 500$; $n = 120$; $s = 700$ mm; $D_h = 540$ mm; $D_n = 850$ mm;
p_{zm} sei ermittelt $= 3{,}9$ at im Diagramm des HDZ.

Es wird:

$$P_{zm} = F_h \cdot 3{,}9 = 2250 \cdot 3{,}9 = 8775\ \text{kg};$$

d ergibt sich aus der Näherungsformel:

$$d = 1\,\text{cm} + 12{,}5 \cdot \sqrt[3]{\frac{500}{120} \cdot \frac{850}{700}} = 22{,}5\ \text{cm}.$$

Für den Kurbelzapfen wird nach Art. 9 das zulässige

$$q_{zm} = \frac{11\,000}{120\sqrt{22,5}} = 19,3 \text{ kg/cm}^2;$$

l ergibt sich damit aus $l d q_{zm} = P_{zm}$; $l = 20,2 \backsim 20$ cm.

Wenn die Durchmesser der Wellenzapfen, wie das bei gekröpften Wellen üblich ist, ebenso groß gemacht werden wie die der Kurbelzapfen, ergibt sich q_{zm} für die Wellenzapfen:

$$q_{zm} = \frac{4500}{120\sqrt{22,5}} = 7,9 \text{ kg/cm}^2,$$

womit sich $l = \backsim 50$ cm ergibt.

Diese Länge wird nach Umständen gleichmäßig oder ungleichmäßig (Rücksicht auf Hebellängen) auf zwei Lager verteilt.

Wenn der Wellenzapfen (das Gestellager) zwischen Hochdruckzylinder und Niederdruckzylinder gemeinsam ist, ist das resultierende Zeitmitteldruckdiagramm der Anteile unter Berücksichtigung des Kurbelversatzes zugrunde zu legen (Art. 15).

Bevor man die Welle in den vorläufigen Abmessungen auftragen kann, muß man nach Entschließungen über den Zylinderabstand und die Lage der Steuerungen, insbesondere der Exzenter, treffen. Die Kurbelzapfen für *HDZ* und *NDZ* werden stets gleich gemacht, die Wellenzapfen erhalten meist den gleichen Durchmesser wie die Kurbelzapfen. Die hiernach vorläufig angenommene Welle dient als Grundlage für die Festigkeitsrechnung. Weiteres hierüber siehe Anhang 7.

20. Wenn ein Lager, welches durch Wechselkräfte senkrecht belastet ist, auch noch das Schwungradgewicht aufzunehmen hat, so tritt für den Zeitmitteldruck und die Wärmeentwicklung ein eigenartiges Zusammenwirken beider Einflüsse ein, welches noch einer Besprechung bedarf.

Bei oberflächlicher Betrachtung scheint es, daß für die Wärmeentwicklung der auf das betreffende Lager entfallende Teil des Schwungradgewichtes den anderen Kräften hinzuzurechnen ist. Das ist jedoch für die doppelt wirkende stehende Maschine nicht zutreffend, sondern nur für Maschinen, bei welchen der Druck nur nach unten wirkt (einfach wirkende Maschinen).

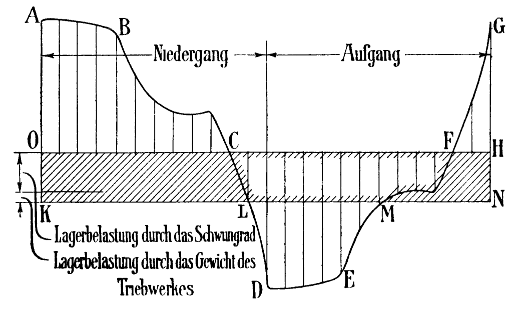


Fig. 217.

Um sich von dem Einfluß der Belastung durch das Schwungrad auf die Wärmeentwicklung ein Bild zu machen, trage man (Fig. 217) das Zeitmitteldruckdiagramm *OABC DEFGH* auf, bestimme den Maßstab der Ordinaten, indem man das Diagramm als das der Gesamtkräfte unter Berücksichtigung der Kolbenfläche und des Anteils, der Kraft, welche auf das fragliche Lager entfällt, auffaßt. In gleichem Maßstabe trage man den auf das fragliche Lager entfallenden Anteil des Schwungradgewichtes auf. Die oberhalb

der Linie *OCFH* liegende, durch die Kurve *OABC* und *FGH* begrenzte Fläche stellt ohne das Schwungrad- und Triebwerksgewicht in einem gewissen, den Reibungskoeffizienten enthaltenden Maßstab die Reibungsarbeit in der unteren Lagerschale dar, die unterhalb derselben liegende Fläche stellt die Reibungsarbeit in der oberen Lagerschale dar. Fügt man jetzt das Schwungrad- und Triebwerksgewicht hinzu, so erkennt man, daß erstere wachsen, letztere abnehmen; die Reibungsarbeit der oberen Schale vermindert sich um die Fläche mit Randschraffierung, die Reibungsarbeit der unteren Schale vermehrt sich um die schräg schraffierte Fläche. Die Gesamtreibungsarbeit nimmt aber, wie man leicht erkennt, im vorliegenden Falle nur wenig zu, nämlich um die Differenz der beiden erwähnten Flächen, das sind bei dem vorliegenden Beispiel nur 15 bis 20%.

Wenn auch auf der stärker belasteten Unterschale eine stärkere Wärmeentwicklung stattfindet, so ist doch anzunehmen, daß das Mehr von dem umlaufenden Zapfen größtenteils herumgetragen und der schwächer belasteten Oberschale mitgeteilt wird.

Anhang 7.

Berechnung gekröpfter Wellen.

1. Im nachstehenden soll eine Anleitung zur Berechnung zweimal gelagerter (statisch bestimmter) gekröpfter Wellen gegeben werden. Anschließend daran sollen Vorschläge zur vorläufigen Schätzung der notwendigen Abmessungen mehrfach gelagerter (statisch unbestimmter) Wellen gemacht werden.

Für gekröpfte Wellen gilt das, was in Art. 41 u. 42 über die Notwendigkeit gesagt ist, zunächst vorläufige Annahmen für die Berechnung zu machen, deren Ergebnis dann nach Einkleidung in konstruktive Formen zu erneuten Grundlagen für eine wiederholte Rechnung führt, in höherem Maße wie von irgend einem anderen Maschinenteil. Die sofortige Ausrechnung der Abmessungen einer gekröpften Welle ist schon für den einfachen Fall statisch bestimmter Lagerung nicht möglich.

2. Eine Hauptaufgabe wird sein, zunächst die Unterstützungspunkte festzulegen, weil ihre Lage die Hebellängen bestimmt, die für die Biegungsmomente und damit für die Wellenstärke maßgebend sind. Es werden sich aber die Abstände der Unterstützungen wiederum nicht ohne ungefähre Kenntnis der Wellenstärke ermitteln lassen, weil die Zapfenlängen durch den zulässigen Flächendruck im Verein mit der Wellenstärke bestimmt sind. Man wird daher zweckmäßig für die vorläufige Ermittlung der Wellenstärke eine ganz rohe, nur wenige Einflüsse berücksichtigende Formel benutzen, wie sie z. B. im Anhang 6 S. 278 gegeben ist.

3. Der Gang der Rechnung werde an einem Beispiel erläutert; die Aufgabe sei folgende: Stehende Einzylindermaschine mit Auspuff, 8 at abs. Eintrittsspannung; $N_{i\,\mathrm{normal}} = 80$; $s = 0{,}4$; $n = 180$. Das Diagramm möge einen mittleren indizierten Druck $p_i = 2{,}9$ at ergeben haben.

Es möge ferner der zeitliche Dampfmitteldruck unter Berücksichtigung der Beschleunigungskräfte nach Anhang 6 bestimmt sein zu $p_{zm} = 3{,}4$ at.

Der höchste, der Festigkeitsrechnung zugrunde zu legende Druck beträgt: bei einem Gegendruck von 1,15 at $p_{max} = 8 - 1{,}15 = 6{,}85$ at.

Die Kolbenfläche ergibt sich aus der Gleichung (25) Anhang 1

$$F = \frac{4500\, N_i}{2\, n\, s\, p_i} = \frac{4500 \cdot 80}{2 \cdot 180 \cdot 0{,}4 \cdot 2{,}9} = 862 \text{ cm}^2;$$

$P_1 = 862 \cdot 6{,}85 = \backsim 5900$; $P_{zm} = 862\, p_{zm} = 2930$ kg.

Der Zylinderdurchmesser wird (nach Zuschlag des halben Kolbenstangenquerschnittes, vgl. S. 249 und 250) $D = 335$ mm.

4. Nach diesen Feststellungen kann die vorläufige Bestimmung der Hauptwellenabmessungen erfolgen. Der Wellendurchmesser im Kurbelzapfen ergibt sich nach der bezüglichen Formel Anhang 6, Art. 18:

$$d = 1 + 17 \sqrt[3]{\frac{N_i}{n} \frac{D}{s}} = 1 + 17 \sqrt[3]{\frac{80}{180} \frac{335}{400}} = 1 + 17 \sqrt[3]{0{,}372} = 13{,}2 \text{ cm}.$$

Eine Abrundung dieses Maßes möge einstweilen nicht eingeführt werden.

Der zulässige Flächendruck q_{zm} wird nach Anhang 6 Art. 7 gefunden für den Kurbelzapfen $= \frac{11\,000}{180 \sqrt{13{,}2}} = 16{,}85$ kg/cm², womit sich die Länge des Kurbelzapfens ergibt $= \frac{2930}{13{,}2 \cdot 16{,}85} = 13{,}2$ cm (nur zufällig ebenso groß geworden wie der Durchmesser).

5. Die beiden Wellenzapfen, deren Durchmesser zunächst ebenso groß angenommen werden möge wie der des Kurbelzapfens, erhalten mit einem Flächendruck $q_{zm} = 6{,}9$ (aus der Gleichung $q_{zm}\, n \sqrt{d} = 4500$) eine Länge von 32,2, gerundet 32 cm.

Neben der Kurbel möge innerhalb des Lagers ein Exzenter sitzen. Wegen der ungleichen Lagerentfernung werde die gefundene Gesamtlagerlänge von 32 cm verteilt zu 12 + 20 cm auf die beiden Lager.

6. Auf der einen Seite wirkt noch das Gewicht des Schwungrades, welches fliegend angeordnet sei, aber keinen Riemenzug aufzunehmen habe. Es soll vorausgesetzt werden, daß die Maschine mit elastischer Kuppelung eine Dynamo antreibe. Das Gewicht des Schwungrades sei gleich 1350 kg.

Nach einer vorläufigen Schätzung des Lagerabstandes und der Ausladung (vgl. Fig. 218, deren Maße jedoch erst später gefunden werden und daher hier noch nicht als feststehend zugrunde gelegt werden dürfen) wird das dem Schwungrad nächstliegende Lager etwa mit dem 1,3fachen seines Gewichtes, d. h. mit rund 1750 kg belasten.

Für die Gesamtwärmeentwicklung kommt jedoch nach Anhang 6 Art. 19 nur ein geringer Betrag als Zusatz zu den Kolbenkräften zur Wirkung. Eine Untersuchung nach dem dort angegebenen Verfahren möge ergeben haben, daß die Vergrößerung der Reibungsarbeit durch das Schwungrad 20% der durch die Kolbenkräfte verursachten Reibungsarbeit beträgt. Wegen des Unterschiedes zwischen mittlerer Erwärmung und örtlicher Erwärmung werde statt 20% der Sicherheit halber ein Lagerlängenzuschlag von 30% gegeben und demgemäß das Lager neben dem Schwungrad 1,3 : 20 = 26 cm lang gemacht.

7. Es werde jetzt die Welle maßstäblich aufgezeichnet, etwa 1 : 5 oder 1 : 10. Rechts werde die Kurbel unmittelbar an das Lager

herangerückt; das oben erwähnte Exzenter möge links liegen. Man wird mit dem Lager 2 nicht auf das knappste an die Kurbel heranrücken, weil bei einer nur zweimal gelagerten Welle der sicheren Führung wegen ein gewisser Lagerabstand geboten ist. Sonst wird man die Abstände tunlichst zu beschränken suchen.

8. Genauere Berechnung des Kurbelzapfens. Man denke sich die Kurbel Fig. 218 um 90° gedreht, die Kraftrichtungen beibehalten. Dann denke man sich die Kurbel in der Ebene MN eingespannt und betrachte die Kräfte am linken Wellenstück (Fig. 218). Es ist nur die Auflagerreaktion $A_{2\,max}$ vorhanden, welche den Kurbelzapfen mit dem Moment $A_{2\,max}\,35$ auf Biegung und mit dem Moment $A_{2\,max}\,R$ auf Torsion (vgl. auch die perspektivische Skizze rechts, Fig. 219) beansprucht.

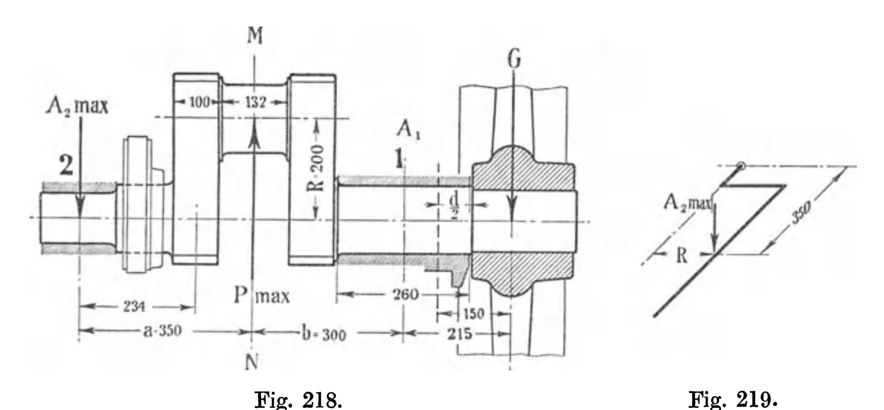


Fig. 218. Fig. 219.

$A_{2\,max}$ ist daher zuerst zu bestimmen. Der Maximalwert wird erreicht, wenn P von unten nach oben wirkt, weil dann das Moment der Kolbenkraft und des Schwungradgewichtes im gleichen Sinne (rechtsdrehend) wirken.

$$A_{2\,max} = \frac{5900 \cdot 30 + 1350 \cdot 21{,}5}{35 + 30} = 3170\,\text{kg}.$$

Das biegende Moment von $A_{2\,max}$ in bezug auf die Schnittebene MN (Fig. 218) ist: $M_b = 3170 \cdot 35 = 111\,000$ kgcm;
das drehende Moment in demselben Schnitt: $M_d = 3170 \cdot 20 = 63\,400$ kgcm,

$$M_{bi} = 0{,}35 \cdot M_b + 0{,}65 \cdot \sqrt{M_b^2 + M_d^2};$$

indem man $\sqrt{1000^2}$ vor die Wurzel nimmt, wird

$$M_{bi} = 0{,}35 \cdot 111\,000 + 650 \cdot \sqrt{12321 + 4020} = 122\,000\,\text{kgcm}.$$

M_{bi} kann auch graphisch gefunden werden, ähnlich wie in der Figur 63, S. 55: Statt σ_b und $0{,}35\,\sigma_b$ trägt man M_b und $0{,}35\,M_b$ auf, statt $0{,}65 \cdot 2\tau$ trägt man $0{,}65\,M_d$ auf; die mit σ_{bi} bezeichnete Länge ist dann gleich M_{bi}.

Aus $122\,000 = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \cdot k_b$ folgt dann d.

Wie im Anhang 2 Art. 9 erörtert ist, liegt der Belastungsfall, soweit die Momente vom Triebwerk herrühren, zwischen b und c, nahe an b, soweit sie vom Schwungradgewicht herrühren bei c. Es dürfte, da der Schwungradanteil verhältnismäßig klein ist, nach der Tabelle Anhang 2, Art. 4 k_b gleich 600 bis 800 gewählt werden. Bei Kurbelwellen, insbesondere

gekröpften, läßt man jedoch in der Regel größere Vorsicht walten; setzt man $k_b = 500$, so wird $d = 13{,}5$ cm.

Wenn man den Bachschen Faktor α_0 berücksichtigen will, so hat man das Verhältnis der Schwankungsgrade zu berücksichtigen. α_0 wird jedoch im vorliegenden Falle nach Anhang 2, Art. 8 ziemlich gleich 1.

Die Zapfenlänge ergibt sich (mit einem Flächendruck $q_{zm} = 16{,}6$)

$$l = \frac{2930}{13{,}5 \cdot 16{,}6} = \sim 13\,\text{cm}.$$

9. Von den beiden Kurbelarmen wird der linke am stärksten beansprucht. Es werde zunächst die Beanspruchung in der Totlage betrachtet. Die Breite werde vorläufig $= 0{,}75\,d = 100$ mm angenommen, die Höhe $= 1{,}25\,d = 165$ mm.

In der Totlage tritt nur Biegungsbeanspruchung mit b als Höhe auf (Fig. 220):

$$M_b = 3170 \cdot 23{,}4 = 74\,200 = \frac{b^2 \cdot h}{6}\,\sigma_b = \frac{10^2 \cdot 16{,}5}{6}\,\sigma_b;$$

$$\sigma_b = 270\ \text{kg/cm}^2.$$

A₂max

234

Fig. 220.

Es möge hier nicht an die zulässige Grenze gegangen werden, um der Welle die erforderliche Steifigkeit zu erhalten und weil die Mehrkosten etwas größerer Armstärke kaum ins Gewicht fallen.' Gewählt wird eine Breite von 8,5 cm, d. i. das 0,63fache der neu gefundenen Zapfenstärke.

Bei nur zweifach gelagerten Wellen findet man die Armbreite oft noch größer, bis $0{,}8\,d$; bei mehrfach gelagerten Wellen mit Recht oft kleiner nämlich gleich $0{,}6\,d$ und weniger.

In der 90°-Stellung tritt wieder Beanspruchung auf Biegung und Torsion auf; jetzt aber mit h als Höhe für die Biegung (Fig. 221):

$$M_b = 3170 \cdot 20; \qquad M_d = 3170 \cdot 23{,}4\,.$$

Die Wirkung dieser Momente im Punkte B wird noch deutlicher werden, wenn man sich in E zwei große und entgegengesetzt gerichtete Kräfte gleich 3170 kg angebracht und sich die eine mit der Auflagerreaktion zu einem Kräftepaar vereinigt denkt (Fig. 222). Das Kräftepaar darf man, sofern man den fraglichen Querschnitt nicht überschreitet, beliebig verschieben (Fig. 223). Es bleibt dann bei E eine Einzelkraft gleich 3170 kg übrig.

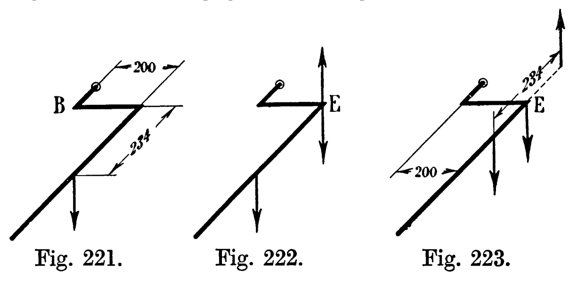


Fig. 221. Fig. 222. Fig. 223.

$$\frac{b \cdot h^2}{6}\,\sigma_b \geqq 0{,}35\,M_b + 0{,}65\sqrt{M_b^2 + \left(\frac{3}{2}M_d\right)^2}\ ^{1)};$$

$$\frac{8{,}5 \cdot 16{,}5^2}{6}\,\sigma_b = 106\,000; \qquad \sigma_b = 275\,\text{kg/cm}^2,$$

weit unter der zulässigen Grenze! Eine Einschränkung von h ist wegen der erforderlichen Breite der Anlauffläche der Lagerschale nicht zu empfehlen.

[1]) Vgl. u. a. Hütte 22. u. 23. Aufl., Teil I S. 588.

10. Der linksseitige Wellenstumpf wird nur auf Biegung (nicht auf Torsion) beansprucht, dürfte also nach dem linken Auflager hin verjüngt werden, was jedoch meist nicht geschieht.

Der Zapfen am linken Wellenende dürfte als Stirnzapfen gerechnet werden, wird aber bei gekröpften Dampfmaschinenwellen meist ebenso stark gemacht wie die übrigen Zapfen, der gleichmäßigen Abnutzung wegen.

Im vorliegenden Falle erweist sich eine Absetzung von ca. 15 mm ringsum als vorteilhaft, um einen Anlauf für die Lagerschale zu gewinnen, so daß der Zapfendurchmesser auf 105 mm reduziert wird. Die Lagerlänge wird dafür von 120 auf 150 mm vergrößert (Fig. 224). Die Welle erhält im übrigen die Stärke des Kurbelzapfens (Art. 8).

11. Das Wellenende am Schwungrad werde noch nachgerechnet. Das maximale Drehmoment ohne Berücksichtigung der meist entlastend wirkenden Beschleunigungskräfte des Kolbens usw. ist rund gleich 5900 · 20 = 118 000 kgcm.

Das biegende Moment durch das Gewicht des fliegend angeordneten Schwungrades möge mit einem Hebelarm von 15 cm gerechnet werden, dabei ist der Unterstützungspunkt um $\frac{1}{2}d$ vom Lagerrand entfernt angenommen (Fig. 218). Die ziemlich allgemein zu findende Annahme, daß der Unterstützungspunkt in der Mitte des Lagers liegt, ist zu ungünstig und würde zu dem Resultat führen, daß bei gleicher Lage des Randes lange Lager eine stärkere Biegungsbeanspruchung ergeben wie kurze, was durchaus nicht der Wirklichkeit entspricht. Die Annahme „Resultierende der Flächendrucke in der Lagermitte“ ist eine willkürliche, die man wohl für die Aufsuchung der Gleichgewichtsbedingungen der Welle als Ganzes machen darf, um dadurch das System zu einem statisch bestimmten zu machen, die aber sonst zu ungünstig ist. Die Annahme, daß die Resultierende der Unterstützungskräfte im Abstande von $\frac{1}{2}d$ vom Lagerrande liege, hat natürlich auch etwas Willkürliches, kommt aber sicher den tatsächlichen Verhältnissen näher und führt zu keinen solchen Widersprüchen.

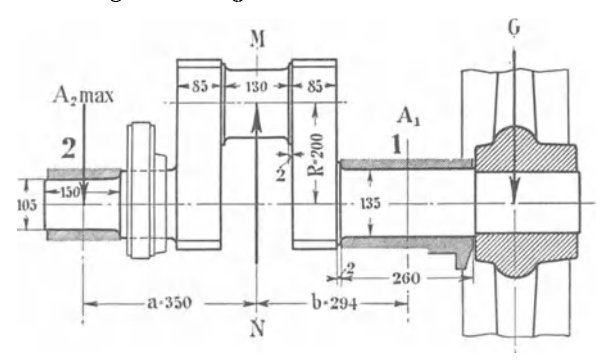


Fig. 224.

$$M_b = 15 \cdot 1350 = 20\,250\,\text{kgcm};$$

$$M_{bi} = 0{,}35 \cdot 20250 + 0{,}65 \cdot \sqrt{20\,250^2 + 118\,000^2} = 85\,100;$$

$$85\,100 = \frac{\pi}{32} d^3 \sigma_b; \qquad \text{hieraus } \sigma_b = 350\,\text{kg/cm}^2;$$

die Abmessungen sind also reichlich und lassen eine kleine Absetzung, die das Schwungrad auf der Welle nach links hin fixieren soll, zu.

12. Die Länge des Hauptlagers mit 260 mm möge beibehalten werden. Die Fig. 224 zeigt die Welle mit den endgültigen Maßen.

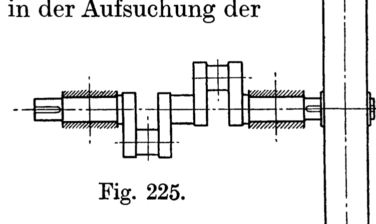
Wenn an dem fliegenden Schwungrad noch eine Riemenscheibe angebracht ist oder das Schwungrad selbst als Riemenscheibe dient, ist es

ratsam, auf den innen liegenden Exzenter zu verzichten und die Kurbel weiter nach links zu rücken, um dadurch das rechte Lager zu entlasten. Den Gesamtlagerabstand wird man auch bei Nachaußenlegung des Exzenters nicht viel einschränken dürfen, der sicheren Wellenlagerung wegen.

Anders liegen die Verhältnisse, wenn das Schwungrad nicht fliegend angeordnet ist, sondern noch ein Außenlager vorhanden ist; dann rückt man die eigentlichen Maschinenlager so dicht wie möglich aneinander.

13. Nur zweifach gelagerte Wellen sind statisch bestimmt und lassen sich ohne Zuhilfenahme von Formänderungsrechnungen bestimmen (sofern man nicht die Unsicherheit der Lage der Resultierenden der Flächendrucke innerhalb des Lagers als eine Art statischer Unbestimmtheit auffassen will). Die Auflagerreaktionen lassen sich bei den statisch bestimmten Systemen mit Hilfe der Hebelgesetze oder graphisch durch einfache Momentenpläne ermitteln.

Etwas weniger einfach als die vorstehende Aufgabe, aber ebenfalls ohne Zuhilfenahme von Formänderungsrechnungen zu lösen, ist die Aufgabe der Berechnung einer nur zweifach gelagerten doppelt gekröpften Welle mit fliegendem Schwungrad. Solche Wellen ohne Lager zwischen Kurbeln, welche um 180° versetzt sind, sind seit einiger Zeit für Verbundlokomobilen gebräuchlich geworden (Fig. 225).


Fig. 225.

Die Schwierigkeiten bestehen hier mehr in der Aufsuchung der für die einzelnen Querschnitte ungünstigsten Kurbelstellung (die bei Verbundmaschinen mit unveränderlicher Niederdruckzylinderfüllung noch durch die Rücksichtnahme auf den veränderlichen Receiverdruck erhöht werden) als in der Berechnung der Biegungs- und Torsionsmomente für eine gegebene oder angenommene Kurbelstellung selbst. Diese Berechnung wird nach Lösung der voraufgegangenen Übungsaufgabe bei einiger Überlegung leicht durchführbar sein. Die Formel auf S. 278 für Zweikurbelverbundmaschinen setzt ein Zwischenlager voraus. Man muß also, wenn das Zwischenlager fortfällt, schon bei der vorläufigen Annahme des Durchmessers einen Zuschlag zu dem Rechnungsresultat der Formel machen, der bei einem Kurbelversatz von 90° ziemlich groß sein muß, bei einem Kurbelversatz von 180° dagegen nur gering zu sein braucht, weil die Kräfte der gegenläufigen Kolben sich zum großen Teil aufheben.

Vgl. auch die interessante graphische Berechnung einer gekröpften Lokomotivachse im „Konstrukteur" von Reuleaux, 4. Aufl. S. 430 bis 437.

Mehrfach gelagerte (statisch unbestimmte) Kurbelwellen.

14. Die exakte Berechnung von mehr als zweimal gelagerten Wellen[1]) ist, besonders wenn sie noch mehrere Kröpfungen haben, schwierig und umständlich, ja, wenn man noch die Nachgiebigkeit der Stützen, d. h. die Formänderungen des Gestells mit berücksichtigen will, kaum durchführbar. Schwer zu übersehen ist auch, welche Drehstellung der Welle jeweils für die verschiedenen Querschnitte die ungünstigste ist und die höchsten Beanspruchungen ergibt.

---

[1]) Vgl. Enslin, Mehrmals gelagerte Kurbelwellen, Stuttgart 1902; ferner Berling, Zeitschr. d. Ing. 1898, S. 495.

Die Berechnung solcher Wellen kann im allgemeinen nur in einer Nachrechnung gegebener oder vorläufig berechneter Dimensionen bestehen. Im nachfolgenden ist ein Weg angedeutet, auf welchem man zu vorläufigen Abmessungen gelangt, die als Grundlage für die Nachrechnung und Ermittlung der auftretenden Spannungen dienen können. Die Ergebnisse dieser vorläufigen Maßbestimmungen werden schon wesentlich genauer sein als die der Faustformeln auf S. 278. Von letzteren möge auch hier als allererster Anhalt ausgegangen werden, um die Lagerabstände in Verbindung mit den anderen maßgebenden Faktoren (Zylinderachsenabstände, Plazierung der Steuerung und der Steuerungsantriebe, Länge der Kurbellager und Wellenlager) ungefähr zu bestimmen.

Als Kraft werde immer die größte (statisch gerechnete) Kolbenkraft eingeführt und das Drehmoment durch Multiplikation mit dem Kurbelradius R gefunden, obwohl die Kraft durch Expansion schon abgenommen haben wird, wenn der Kurbelradius als Hebelarm voll zur Wirkung kommt. Bei mehreren Triebwerken ist jedoch eine Überlegung anzustellen, ob die Beanspruchung eines Wellenteils nicht größer ist, wenn die Kräfte in einem Nachbartriebwerk kleiner sind. Die größte Kolbenkraft werde im folgenden mit P bezeichnet.

15. Einfach gekröpfte dreifach gelagerte Welle

a) Momente im Schwungradsitz:

1. Biegungsmoment durch Schwungradgewicht und Riemenzug. Beide werden zusammengesetzt zu einem resultierenden Moment M_1 für einen frei aufliegend gedachten Träger von der Länge l (Fig. 226) gerechnet.
2. Biegungsmoment herrührend von P und A_2, auf die fragliche Stelle von nicht sehr erheblichem Einfluß, mag angenähert gesetzt werden $M_2 = \frac{P}{2} b$, in der Ebene der Resultierenden der beiden vorgenannten Kräfte wirkend anzunehmen:
$$M_b = M_1 + M_2.$$
3. Verdrehendes Moment $M_d = PR$.

b) Momente im Lager I:

Zur Bestimmung des Biegungsmomentes muß die im ungünstigsten Falle auftretende Auflagerreaktion A_2 bekannt sein. Sie rührt zum Teil von P, zum Teil vom Schwungradgewicht her. Das Moment wird um so größer, je kleiner die P entgegengesetzt gerichtete Reaktion im Lager II ist. Der von P herrührende Teil A_2' kann roh angenähert gesetzt werden:

$$A_2' = 1{,}3\,P \frac{b\,(b+R)}{(a+b)\,(a+b+2\,R)}. \qquad (1)$$

Der vom Schwungrad herrührende Teil der Auflagerreaktion ist ohne Einführung genauer Wellenmaße sehr unsicher[1]), man mag ihn setzen:

$$A_2'' = \frac{1}{3} \frac{M_1}{a+b+2\,R}; \qquad (2)$$

[1]) Die Formeln 1 und 2 lassen sich im einzelnen nicht begründen; sie sind aus einigen zahlenmäßigen Berechnungen und gefühlsmäßigen Schätzungen entstanden und sollen nur dem oben erwähnten Zweck dienen, vorläufige Wellenmaße für die Nachrechnung der Spannungen mit den genaueren Methoden zu liefern.

die Reaktion im Lager II wird bei einer stehenden Maschine am kleinsten, wenn der vom Schwungrad herrührende Teil entgegengesetzt dem von P herrührenden Teil ist; das tritt ein, wenn die Kraft P nach unten gerichtet ist (entgegen der Kraftrichtung in Fig. 226, die sich auf den nächsten Absatz bezieht);

$$A_2 = A_2' - A_2''.$$

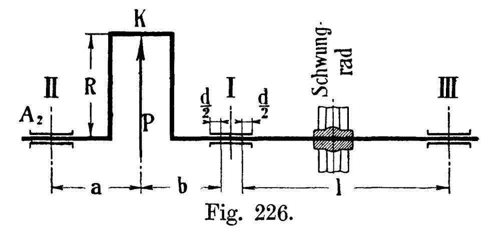


Fig. 226.

Das Biegungsmoment im Lager I wird hiermit:

$$M_b = Pb - (A_2' - A_2'')(a + b).$$

Dieses ist in bekannter Weise mit dem verdrehenden Moment zu einem ideellen Biegungsmoment zusammenzusetzen. Das verdrehende Moment ist $M_d = PR$.

c) Moment im Kurbelzapfen K:

Beanspruchung auf Verdrehung und Biegung nur durch die Auflagerreaktion, analog Art. 8. Hier kommt abweichend von b die größte Auflagerreaktion in Betracht (bei stehender Maschine, wenn P nach oben wirkt):

$$A_2 = A_2' + A_2''.$$

d) Kräfte in den Lagern I und III für die Größenbestimmung der Wellenzapfen.

Man geht für den Zapfen III bei stehenden Maschinen sicher, wenn man P nach oben gerichtet annimmt und A_2 gleich Null setzt.

Für den Zapfen I nehme man ebenfalls A_2 gleich Null an und betrachte den Fall der nach unten gerichteten Kraft P.

Der Fehler durch Nullbesetzung von A_2 wird nicht allzu groß sein, weil A_2 wegen der Elastizität der Kröpfung verhältnismäßig klein ist. Die so gefundenen Auflagerkräfte sollen nur zur Bestimmung der Lagerlänge mittels Flächendruck dienen, nicht zur Bestimmung von Biegungsmomenten.

16. Zweifach gekröpfte Welle mit vier Lagern.

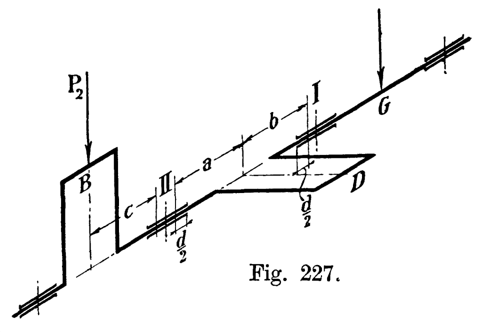


Fig. 227.

Die erheblich größeren Schwierigkeiten, welche die genaue Berechnung einer solchen Welle macht, werden dadurch etwas gemindert, daß es üblich ist, alle Kröpfungen gleich stark und in der Regel auch die Kurbelzapfen gleich den Wellenzapfen auszuführen, so daß es genügt, die voraussichtlich am stärksten beanspruchten Zapfen zu rechnen. Unter dieser Voraussetzung gilt das vorstehend erläuterte Verfahren auch noch für mehr als zwei Kurbeln (Fig. 227):

a) Momente im Schwungradsitz wie oben zu rechnen; nur ist als drehendes Moment das größte aus dem zusammengesetzten Drehkraftdiagramm sich ergebende Drehmoment einzuführen.

b) Moment im Lager I: Biegendes Moment roh zu schätzen 0,7 Pb, verdrehendes wie unter a).

c) Kurbelzapfen D (der Kraftableitungsstelle am nächsten liegend) zu rechnen wie unter 15c, jedoch mit folgenden Zuschlägen:
 α) zu dem biegenden Moment; geschätzter Biegungseinfluß der Nachbarkurbel B auf die Kurbel D, Zuschlag $\frac{1}{4} P_2 c$;
 β) zu dem von der Auflagerreaktion herrührenden Drehmoment ein Zuschlag von 0,7 der höchsten Drehkraft aller links von der fraglichen Kurbel liegenden Kurbeln (Verzeichnung des aus den Drehkraftdiagrammen der links liegenden Triebwerke zusammengesetzten partiellen Drehkraftdiagramms).

Anhang 8.

Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der hin- und hergehenden Teile des normalen Kurbelgetriebes.

1. Bekanntlich ist mit sehr guter Annäherung die Abweichung f (Fig. 228) der wahren Kolbenstellung von der für unendliche Pleuelstangenlänge ermittelten, nach der Näherungsgleichung für die Pfeilhöhe flacher Kreisbögen[1])

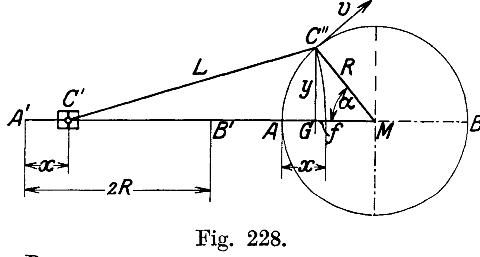


Fig. 228.

$$f = y^2 \frac{1}{2L},$$

oder wenn man setzt $y = R \sin\alpha$

$$f = \frac{1}{2} \frac{R}{L} R \sin^2\alpha .$$

$\frac{R}{L}$ werde im nachfolgenden mit λ bezeichnet.

Der Kolbenweg x ist gleich $AG + f$ oder gleich $R - R \cos\alpha + f$

$$x = R[(1 - \cos\alpha) + \tfrac{1}{2} \lambda \sin^2\alpha].$$

Die jeweilige Kolbengeschwindigkeit ist also

$$\frac{dx}{dt} = R\left[\left(0 - -\sin\alpha \frac{d\alpha}{dt}\right) + \frac{1}{2} \lambda\, 2 \sin\alpha \cos\alpha \frac{d\alpha}{dt}\right],$$

$$\frac{dx}{dt} = R \frac{d\alpha}{dt}\left(\sin\alpha + \frac{1}{2} \lambda\, 2 \sin\alpha \cos\alpha\right).$$

Es ist aber $2 \sin\alpha \cos\alpha = \sin 2\alpha$, damit wird, wenn man noch $\frac{d\alpha}{dt}$ mit ω bezeichnet

$$\boldsymbol{\frac{dx}{dt} = R\omega\left(\sin\alpha + \frac{1}{2}\lambda \sin 2\alpha\right).} \tag{1}$$

---

[1]) Die Näherungsgleichung für die Pfeilhöhe flacher Kreisbögen lautet

$$f = \frac{l^2}{8r}$$

worin l die Sehnenlänge, r der Radius des Kreisbogens ist. In Fig. 228 ist $l = 2y$ und $r = L$. Vgl. auch Anhang 21, Art. 1—6.

Diese Gleichung gilt auch noch, wenn ω veränderlich ist.

Setzt man für die Ableitung der Gleichung der Beschleunigung der hin und her gehenden Massen unter Voraussetzung hinreichend großer rotierender Schwungmassen $\omega = \text{const}$, so ergibt die weitere Differentiation

$$\frac{d^2x}{dt^2} = R\omega\left(\cos\alpha\frac{d\alpha}{dt} + \frac{1}{2}\lambda\, 2\cos 2\alpha\frac{d\alpha}{dt}\right).$$

Wenn man wieder $\frac{d\alpha}{dt} = \omega = \text{const}$ setzt und $\frac{d^2x}{dt^2}$ mit b (Beschleunigung) bezeichnet, wird

$$\boldsymbol{b = R\omega^2(\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha)}\,. \tag{2}$$

$R\omega$ ist gleich der Kurbelzapfengeschwindigkeit v, also ist

$$R\omega^2 = \frac{(R\omega)^2}{R} = \frac{v^2}{R} \quad \text{und} \quad b = \frac{v^2}{R}(\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha)\,. \tag{2a}$$

Das positive Vorzeichen vor dem Glied $\lambda\cos 2\alpha$ gilt für alle 4 Quadranten. Das Glied selbst ist bald positiv, bald negativ, je nachdem $\alpha = 0$ bis $45°$ oder 45 bis $90°$, oder 90 bis $135°$ usw. ist. In der Literatur findet man vielfach vor dem Glied das Zeichen $\pm$. Die beiden Zeichen gelten dabei aber nicht für verschiedene Quadranten, sondern das negative Zeichen gilt für den Fall, daß man die Winkel von MB aus zählt, und zwar auch hier wieder für all 4 Quadranten.

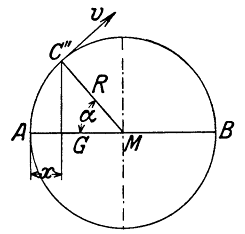


Fig. 229.

Es werde gesetzt

$$R\omega^2 \quad \text{oder} \quad \frac{v^2}{R} \equiv b_0, \tag{3}$$

dann ist

$$\boldsymbol{b = b_0(\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha)}\,. \tag{4}$$

Für unendliche Pleuelstangenlänge, d. h. für $\lambda = \frac{1}{\infty} = 0$, wird

$$b = R\omega^2\cos\alpha \quad \text{oder} \quad b = \frac{v^2}{R}\cos\alpha \quad \text{oder} \quad b = b_0\cos\alpha\,. \tag{5}$$

2. Diese Gleichung möge noch einmal unmittelbar abgeleitet werden. Für $\lambda = 0$ ist $f = 0$ und $x = AG$, $x = R - R\cos\alpha$ (Fig. 229)

$$\frac{dx}{dt} = 0 - - R\sin\alpha\frac{d\alpha}{dt} = R\sin\alpha\frac{d\alpha}{dt}.$$

Damit wird die Kolbengeschwindigkeit, indem man $\frac{d\alpha}{dt}$ wieder mit ω bezeichnet, $\frac{dx}{dt} = R\omega\sin\alpha$ oder $\frac{dx}{dt} = v\sin\alpha$. Wenn man wieder für die Bestimmung der Beschleunigung die Winkelgeschwindigkeit konstant setzt, wird

$$\frac{d^2x}{dt^2} = R\omega\cos\alpha\frac{d\alpha}{dt},$$

oder, wenn man die Beschleunigung wieder mit b bezeichnet

$$b = R\omega^2\cos\alpha$$

wie oben. Wenn man $\cos\alpha$ durch den Kolbenweg x ausdrückt, erhält man die Gleichung einer geraden Linie. Es ist

$$\cos\alpha = \frac{R-x}{R},$$

$$b = R\omega^2 \frac{R-x}{R}.$$

Mit der Einsetzung von Gleichung (3) wird

$$b = b_0 \frac{R-x}{R}.$$

Fig. 230.

Für $x = 0$ wird $b = b_0$, für $x = R$ wird $b = 0$, für $x = 2R$ wird $b = -b_0$, daraus folgt die nebenstehende Fig. 230.

Beschleunigende Kraft.

3. Die Kraft B, welche den hin- und hergehenden Massen M die Beschleunigung b erteilt, ist

$$B = Mb, \qquad B = \frac{G}{g} b,$$

$$B = \frac{G}{g} b_0 (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha), \tag{6}$$

mit $b_0 = \omega^2 R$ wird

$$B = \frac{\omega^2}{g} GR (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha).$$

Es ist aber $\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}$, $\omega^2 = \pi^2 \left(\frac{n}{30}\right)^2$, $\frac{\omega^2}{g} = \frac{\pi^2}{g}\left(\frac{n}{30}\right)^2$; $\frac{\pi^2}{g}$ wird vielfach $= \sim 1$ gesetzt, der genauere Wert ist 1,006, damit wird

$$\frac{\omega^2}{g} = 1{,}006 \left(\frac{n}{30}\right)^2 \quad \text{oder} \quad \frac{\omega^2}{g} = 0{,}1118 \left(\frac{n}{10}\right)^2, \tag{6}$$

hiermit wird

$$\boldsymbol{B = G\, 0{,}1118 \left(\frac{n}{10}\right)^2 R (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha).} \tag{7}$$

In dieser Form eignet sich die Gleichung für die Betrachtung von Massenwirkungen nach außen und für die Untersuchungen über den Massenausgleich. Der Ausdruck vor der Kosinusklammer werde noch mit B_0 bezeichnet.

Beim Massenausgleich sind die Kurbelarme aller Kurbelgetriebe in der Regel gleich groß. In diesem Falle kann man setzen

$$0{,}1118 \left(\frac{n}{10}\right)^2 R \equiv C,$$

womit wird

$$B = CG (\cos\alpha + \lambda \cos 2a).$$

Mit der Konstante C kann man bei graphischer Untersuchung dann noch in die Maßstabskonstante gehen und die Drehstrecken den verschiedenen G mit ganzzahliger Konstanten proportional setzen, um die Konstante C erst am Schluß der Untersuchung zu bestimmen.

4. Für die Untersuchungen der Kraftverhältnisse innerhalb des Triebwerkes, insbesondere der zeitlichen Druckverteilung in den Triebwerkslagern sowie für die Schwungradberechnung bezieht man sich besser auf die beschleunigende Kraft pro 1 cm² Kolbenfläche, um sie unmittelbar mit den in den Arbeitsdiagramm in at enthaltenen Dampfdrucken, Gasdrücken, Luftdrucken, Flüssigkeitsdrucken usw. zusammensetzen zu können.

Die beschleunigende Kraft pro cm² Kolbenfläche ist $\frac{B}{F}$ und werde mit q bezeichnet. Es ist damit

$$q = \frac{G}{F} 0{,}1118 \left(\frac{n}{10}\right)^2 R (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha) .$$

Bezeichnet man den Ausdruck vor der Kosinusklammer mit q_0, setzt also

$$\boldsymbol{q_0 \equiv \frac{G}{F} 0{,}1118 \left(\frac{n}{10}\right)^2 R ,} \tag{8}$$

so ist

$$\boldsymbol{q = q_0 (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha) .} \tag{9}$$

Bezeichnet man den in at gemessenen statischen Überdruck auf den Kolben, d. h. die Druckdifferenz auf beiden Seiten desselben mit p, den nach Abzug des Beschleunigungsaufwandes pro cm² verbleibenden Triebdruckrest mit p_t, so ist

$$p_t = p - q ;$$

q wird negativ, wenn der Klammerwert in Gleichung (9) negativ wird; es tritt Verzögerung ein; $-q$ ist dann eine positive Größe.

q_0 kann auch durch die Kolbengeschwindigkeit c ausgedrückt werden, mit einigen Umformungen findet man

$$q_0 = 0{,}2515 \frac{G}{F} c^2 \frac{1}{R} . \tag{10}$$

Werte von G und von $\frac{G}{F}$.

5. Maschinenfabriken werden aus ihrer bisherigen Fabrikation auf Grund von Nachwägungen bereits ausgeführter Triebwerksteile über Unterlagen verfügen, welche $\frac{G}{F}$ genauer für die ausgeführten Sondertypen abzuschätzen gestatten, als das mit einer einfachen Formel, die doch nur einer sehr rohen Schätzung dienen kann, möglich ist.

Für die schulmäßige Behandlung werden, da die Gewichte erst nach vollständiger Durcharbeitung des Triebwerkes berechnet werden können und die Berechnung dann noch sehr umständlich ist, Faustregeln benutzt werden müssen, wie sie von Radinger auf Grund einer vor langer Zeit bei Dampfmaschinenfirmen veranstalteten Umfrage über Gewichte von Triebwerksteilen aufgestellt wurden. Diese Werte sind heute nicht mehr recht zeitgemäß und passen vor allem sehr wenig für Niederdruckzylinder von Verbundmaschinen.

Der Verfasser hat daher nach einer allerdings noch ziemlich beschränkten Zahl ihm bekannt gewordener Gewichtswerte eine neue Regel für den

Schulgebrauch, die, wenn genauere Sonderunterlagen fehlen, auch für den praktischen Gebrauch verwertbar sein dürfte, aufgestellt. Die Formeln sind möglichst einfach gebildet und enthalten z. B. den für das Gestängegewicht immerhin bedeutsamen Hub nicht, weil dieser bei den üblichen Kolbengeschwindigkeiten durch die Tourenzahl einigermaßen zum Ausdruck kommt. Es kann gesetzt werden

$$G = aF + e\frac{N_i}{n}\,; \qquad \frac{G}{F} = a + \frac{e}{n}\frac{N_i}{F}. \qquad (11\text{ u. }12)$$

Hierin bedeutet N_i die indizierte Normalleistung der Maschine (bei mehrzylindrigen Verbundmaschinen die der ganzen Maschine, nicht der einzelnen Zylinder), F die Kolbenfläche der einzelnen Zylinder in cm ^{2}, und zwar den Mittelwert aus Kurbel- und Deckelseite, G das Gewicht der hin und her gehenden Teile[1]) der einzelnen Zylinder in kg, n die Drehzahl der Maschine.

Für a und e sind die nachstehenden Werte einzusetzen:

	a	e
für Einzylindermaschinen	0,08	300
für zweikurblige Verbundmaschinen	0,06	$^1/_2 \cdot 280 = 140$
für dreikurblige Verbundmaschinen.	0,05	$^1/_3 \cdot 240 = 80$
für einkurblige Verbundmaschinen (Tandem)	0,1 bis 0,12	360

Bei Tandemmaschinen ist das Gewicht des ganzen Triebwerkes auf den Niederdruckkolben allein bezogen.

Die Werte setzen gußeiserne Kolben, Stahlgußkreuzköpfe und nicht zu schwer konstruiertes Gestänge voraus.

Wenn die Luftpumpe von der durchgehenden Kolbenstange oder vom Kreuzkopf aus angetrieben wird, mag man die für $\frac{G}{F}$ gefundenen Werte noch um 0,01 bis 0,02 erhöhen.

Triebwerke von Lokomotiven sind 20 bis 30% leichter, die von Schiffsmaschinen meist nur halb so schwer und noch leichter als die obigen Formeln und Werte ergeben.

Verzeichnung der Beschleunigungslinie.

6. Die Verzeichnung der Beschleunigungslinie der hin und her gehenden Teile des normalen Kurbelgetriebes ist eine so häufig vorkommende Aufgabe, daß ein möglichst einfaches und dabei das Wesen der Sache hervorhebendes Verfahren erwünscht ist. Das letztere Ziel wird am besten erreicht wenn man auf die Veränderungen des Winkels α zurückgreift, was im allgemeinen wegen der etwas größeren Umständlichkeit wenig gebräuchlich ist. Wenn man aber die Winkel α zweckmäßig auswählt und einige Kunstgriffe anwendet, ist das Verfahren kaum umständlicher als die Darstellung der Kurve aus ihren Koordinaten nach der Gleichung $y = f(x)$.

Man geht dabei am besten von der Beschleunigungslinie für unendliche Stangenlänge aus, die, wie oben gezeigt wurde, eine Gerade ist, und trägt von ihr aus die Abweichungen für endliche Stangenlänge ab. Es

[1]) Zu den hin und her gehenden Teilen gehört auch ein Teil der Pleuelstange (Theorie des Anteils vgl. Tolle, Regelung der Kraftmaschinen, Berlin 1921, 3. Aufl. S. 41 bis 50; auch in der 2. Aufl. an derselben Stelle).

ist dabei nicht nur die durch das Glied $\lambda \cos 2\alpha$ ausgedrückte Abweichung in den Ordinaten, sondern auch die Abweichung der Abszissen zu berücksichtigen, indem die Kolbenwegpunkte bei endlicher Stangenlänge nicht senkrecht unter den Kurbelkreispunkten, sondern um die Pfeilhöhe des Projektionsbogens gegen diese verschoben liegen. Für die Bestimmung der Kolbenwegpunkte wird an Stelle des Projektionsbogenverfahrens zweckmäßig das für diesen Zweck bisher wohl noch nicht vorgeschlagene Verfahren mit exzentrischem Pol von Brix benutzt.

7. Für die Bestimmung der Ordinatenunterschiede der Kurve werde die Gleichung (9) in der Form geschrieben $q = q_0 \cos\alpha + q_0 \lambda \cos 2\alpha$ und $q_0 \lambda$ mit m bezeichnet. Dann ist $m \cos 2\alpha$ die Ordinatenkorrektur für den Winkel α, sie werde mit t bezeichnet. t wird $= 0$ für die Winkel $2\alpha = 90°$, d. h. für $\alpha = 45°$; für $2\alpha = 270°$, d. h. für $\alpha = 135°$ usw., es tritt also bei 45°, 135°, 225° und 315° nur eine Horizontalverschiebung des bezüglichen Punktes der geraden Beschleunigungslinie ein.

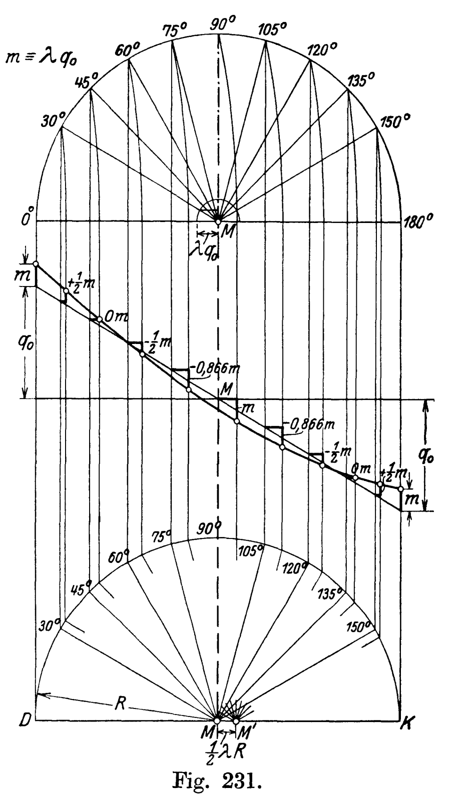


Fig. 231.

Für $\alpha = 0$ ist $2\alpha = 0$, $\cos 0 = 1$, also $t = m$; für $\alpha = 90°$ ist $2\alpha = 180°$, $\cos 180° = -1$, $t = -m$; für $\alpha = 180°$ ist $2\alpha = 360°$, $\cos 360° = +1$. Man hat so schon 5 Punkte der Beschleunigungslinie, die im allgemeinen für die Verzeichnung genügen werden, wenn man die unten angegebene Konstruktion der Endtangenten zu Hilfe nimmt.

8. Als weitere Punkte sind noch geeignet $\alpha = 30$, 60, 75, 105, 120, 150°. Es ist $\cos 2 \cdot 30° = \frac{1}{2}$, $\cos 2 \cdot 60° = -\frac{1}{2}$, $\cos 2 \cdot 120° = -\frac{1}{2}$, $\cos 2 \cdot 150° = +\frac{1}{2}$. Nicht so bequem ist die Berechnung mit $\cos 2 \cdot 75° = -0{,}866$ und $\cos 2 \cdot 105° = -0{,}866$. Wenn man die Multiplikation $m = 0{,}866$ nicht ausführen will, so schlage man um den Mittelpunkt des Kurbelkreises einen Kreis mit $m = \lambda q_0$ und messe von dem Schnittpunkt des Kreises mit dem Fahrstrahl für 150° oder 30° herüber nach der Vertikalen (Fig. 231 oben). Mit diesen Erläuterungen wird die Fig. 231 ohne weiteres verständlich sein. Sie enthält in bezug auf die halbe Beschleunigungslinie zwei Konstruktionen für die Abszissenverschiebung, die obere mit Bogenprojektion, die untere mit exzentrischem Pol (Art. 10). Die letztere ist mehr zu empfehlen.

Bemerkt sei, daß man zweckmäßig bei der ersteren das Innere des Halbkreises der Beschleunigungslinie zukehrt, bei der zweiten das Äußere, weil es dann am wenigsten Linienüberschneidungen gibt. Diese Regel wolle man auch beachten, wenn man die Lagen vertauscht, also z. B. den Halbkreis mit exzentrischem Pol über die Beschleunigungslinie legt.

Bei einer vollen Umdrehung wird die Beschleunigungslinie zweimal durchlaufen, einmal hin, das andere Mal zurück. Statt der vollen Durchlaufung des Kurbelkreises kann man sich bei der Konstruktion der Beschleunigungslinie den Halbkreis hin und zurück durchlaufen denken.

Fig. 232.

9. Die Beschleunigungslinie nach den Gleichungen 4, 7, 9 ist eine Parabel. Der Beweis ist, da die Parabel (mit Ausnahme des Falles $\lambda = \frac{1}{4}$) nicht nach ihren Hauptachsen orientiert ist, nicht ganz einfach. Er ist in dem Werk von Tolle (vgl. Fußnote S. 292) in der 2. und 3. Aufl. auf S. 34 bzw. 35ff. enthalten.

Bei der obigen Konstruktion wurde auf die Eigenschaft als Parabel nicht zurückgegriffen. Es ist jedoch unter Umständen zweckmäßig, die Konstruktion durch Hinzufügung der Endtangenten zu ergänzen. Die Untersuchung der Kurven als Parabel führt zu der folgenden einfachen Konstruktion der Tangenten: Man geht auf der Nullinie vom Mittelpunkt um λR nach der dem Kreuzkopf abgewandten Richtung bis E, errichtet dort ein Lot von der Länge $3\,\lambda q_0$, so ist der Endpunkt des Lotes der Schnittpunkt der beiden Endtangenten (Fig. 232). Die Figur zeigt noch die Bestimmung der Abszissen für die Kurbelstellung 45° und 135° mittels exzentrischem Pol. Die Seitenverschiebung der Abszissenpunkte für 45° und 135° kann übrigens auch unmittelbar rechnerisch gleich $\frac{1}{4}\lambda R$ gefunden werden.

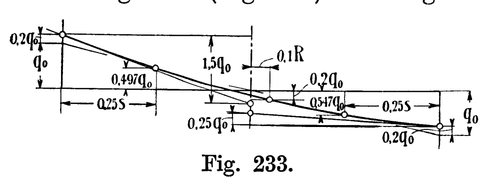


Fig. 233.

In Fig. 233 ist noch für den Sonderfall $\lambda = \frac{1}{5}$ die Konstruktion der Parabel mit einigen wenigen Punkten und mit Endtangenten nach einem anderen als dem vorher erläuterten Verfahren angegeben.

Wenn an Stelle der Kurve der Beschleunigungskräfte pro cm² Kolbenfläche die der Gesamtbeschleunigungskräfte B oder die der Beschleunigungen b dargestellt werden soll, so sind im Art. 6 bis 9 und in den bezüglichen Figuren für q_0 die Werte B_0 oder b_0 einzuführen.

Verfahren mit exzentrischem Richtungspol.

10. Das Verfahren von Brix zur Bestimmung zusammengehöriger Kurbel- und Kolbenstellungen[1]), welches auch für manche Steuerungsaufgaben gut verwendbar ist (vgl. u. a. Haupttext, Art. 444) und vorne auch zur Ermittelung des Drehkraftdiagramms benutzt ist (Art. 138), werde hier noch einmal kurz entwickelt.

In der obigen Gleichung $f = \frac{1}{2}\frac{R}{L} R \sin^2\alpha$ werde der konstante Wert $\frac{1}{2}\frac{R}{L} R$ oder $\frac{1}{2}\lambda R$ mit p bezeichnet, dann ist

$$f = p \sin^2\alpha \,.$$

[1]) Vgl. Ztschr. d. V. d. Ing. 1897, S. 431.

Dieser Wert läßt sich leicht graphisch darstellen. Wenn man (Fig. 234) $MM' = p$ macht, so ist, wenn man von M aus das Lot MA auf $M'S$ fällt, $MA = p \sin \alpha$, und $MB = MA \sin \alpha$; denn Winkel MAB ist gleich α. Es ist also MB gleich $p \sin^2 \alpha = f$. In der Figur ist MT eine Parallele zu $M'S$ von zunächst beliebiger Länge. TS ist eine Senkrechte zu MT.

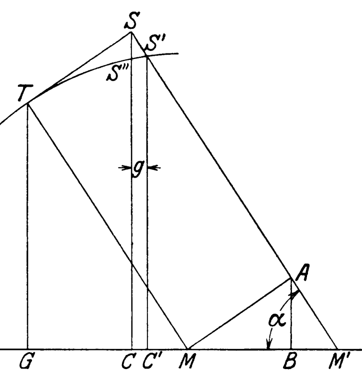


Fig. 234.

Man denke sich nun die Länge MA parallel mit sich selbst verschoben, derart, daß ihr Endpunkt M auf MT gleitet; dann bleibt die Länge der Projektion auf die Horizontale unverändert, und es ist z. B. $GC = MB = p \sin^2 \alpha$. Wenn dann M der Mittelpunkt eines Kreises und MT der Radius des Kreises ist, so ist TS die Tangente dieses Kreises in T. Wenn p im Vergleich zu R klein ist, so fallen die Punkte S, S', S'' (Fig. 234) so nahe zusammen, daß sie für zeichnerische Ermittlungen als ein Punkt angesehen werden können[1]).

In Fig. 235 ist der Punkt S' aus Fig. 234, d. h. der Punkt, in welchem eine um den Kurbelwinkel α geneigte, durch den Punkt M' gelegte Linie den Kreis schneidet, als Ausgangspunkt der Projektion benutzt und mit S bezeichnet. Der Fußpunkt des Lotes von S' aus ist, da er praktisch mit C' zusammenfällt, mit C bezeichnet. DC ist der zu dem Winkel α gehörige Kolbenweg, $GC = f$ ist das Fehlerglied. Es können also die Linien MA

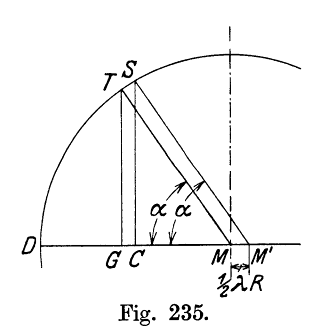


Fig. 235.

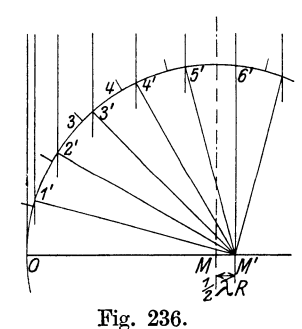


Fig. 236.

[1]) Das sekundäre Fehlerglied g läßt sich leicht bestimmen, wenn man die Pfeilhöhe SS' des bezüglichen Kreisbogen näherungsweise setzt gleich $\frac{\overline{TS}^2}{2R}$; damit wird

$$g = \tfrac{1}{8} \lambda^2 R \sin^2 \alpha \cos \alpha$$

und erreicht, wie sich mit einer einfachen Differentiation ergibt, ein Maximum für $tg\alpha = \sqrt{2}$. Für den zugehörigen Wert von α wird $\sin^2 \alpha \cos \alpha = 0{,}385$.

Für das häufig vorkommende Längenverhältnis $\lambda = \frac{1}{5}$ wird

$$g = 0{,}005 \cdot 0{,}385\, R = 0{,}001925\, R.$$

Macht man also den Durchmesser des Kreises gleich 100 mm, $R = 50$ mm, so beträgt die Abweichung rund 0,1 mm.

Die Gleichung für die Pfeilhöhe f flacher Kreisbögen stellt auch nur eine Näherung dar, so daß zwei kleine Fehler gleichzeitig auftreten. Die Fehler addieren sich in manchen Teilen, ohne indes gleichzeitig ihr Maximum zu erreichen, in anderen subtrahieren sie sich.

und AB als lediglich dem Beweis dienend, für die Bestimmung des Kolbenweges und des Fehlergliedes, fortgelassen werden. Wenn man lediglich den Kolbenweg, ohne das Fehlerglied besonders festzustellen, finden will, können auch die Linien MT und TG fortbleiben, und es ergibt sich folgende einfache Konstruktion der Kolbenstellung bei dem Winkel α: Man trägt die für alle Winkel α konstante Länge p von M aus (bei linksliegendem Kreuzkopf nach rechts) ab bis M', trägt von $M'D$ aus den Winkel α ab mit Scheitel in M'; der Schnittpunkt S des freien Schenkels dieses Winkels mit dem Kreis um M projiziert auf die Horizontale liefert in C die Kolbenstellung, DC ist der Kolbenweg.

Will man noch die Kurbelstellung in dem Kurbelkreis um M finden, so kann man den Punkt T noch anreißen, indem man ein Schiebedreieck, nachdem man es an $M'S$ angelegt hat, bis M verschiebt. Umgekehrt wird man verfahren, wenn man auf dem Kurbelkreis eine Winkelteilung mit M als Mittelpunkt angebracht hat, z. B. eine Gleichteilung (Fig. 236), und die Kolbenstellungen finden will: Man legt das Schiebedreieck an die Richtungen $M\,3$, $M\,4$ usw. an und verschiebt es parallel bis M', um $M'\,3'$, $M'\,4'$ zu ziehen. Von den Punkten $M'\,3'$, $M'\,4'$ usw. kann man unmittelbar nach dem senkrecht über oder unter dem horizontalen Durchmesser des Kurbelkreises gezeichneten Indikatordiagramm, Überdruckdiagramm, Beschleunigungsdiagramm nach der Schieberellipse usw. herauf- oder heruntergehen.

M werde Mittelpunkt des Kurbelkreises, M' Richtungspol genannt.

Anhang 9.

Maßverhältnisse von Schwungrädern.

1. Da sich in die Literatur über die Berechnung der Schwungradabmessungen manche Unklarheiten eingeschlichen haben, indem besonders der Begriff des Trägheitsradius und des Schwerkreisradius des Kranzes und des ganzen Rades nicht immer auseinander gehalten werden und auch die Reduktion der Massen auf den einen oder anderen Radius nicht immer richtig durchgeführt ist, soll hier noch einmal die Sache entwickelt werden.

Die Wucht (lebendige Kraft) eines kleinen Massenteiles m ist $m\frac{v^2}{2}$. Bei einem rotierenden Körper stehen die v sämtlicher Massenteile in einer festen Beziehung zueinander durch die für alle gleiche Winkelgeschwindigkeit ω. Es ist $v = \omega\, x$, wenn x die Entfernung des Massenteils von der Drehachse ist, und somit

$$m\frac{v^2}{2} = m\frac{\omega^2}{2}x^2 .$$

Die Wucht des ganzen mit der Winkelgeschwindigkeit ω rotierenden Körpers ist also

$$E = \frac{\omega^2}{2}(m_1 x_1^2 + m_2 x_2^2 + \dots\dots) = \frac{\omega^2}{2}\Sigma\, m\, x^2, \qquad (1)$$

oder, wenn die Beziehung von m und x in analytischer Form gegeben ist und die Massenteile m unendlich klein sind und mit dM bezeichnet werden

$$E = \frac{\omega^2}{2} \int d\,M\,x^2. \tag{2}$$

dM ist gleich $\frac{dG}{g}$ oder gleich $\frac{dV\gamma}{g}$, worin V das Volumen des Körpers, γ das spez. Gewicht des Volumenelements ist. Damit wird

$$E = \frac{\omega^2}{2} \int \frac{\gamma}{g} d\,V\,x^2. \tag{2a}$$

Wenn der Körper homogen, d. h. γ überall in ihm gleich ist, kann man γ oder auch $\frac{\gamma}{g}$ (die Masse der Volumeneinheit) vor das Integral nehmen, und es ist

$$E = \frac{\omega^2}{2} \frac{\gamma}{g} \int d\,V\,x^2 \tag{2b}$$

Das Integral in Gleichung (2) und (2*a*) heißt Trägheitsmoment. Zuweilen wird auch das Integral in Gleichung (2b) als Trägheitsmoment bezeichnet, doch sollte, wenn dieser Wert gemeint ist, stets hinzugefügt werden geometrisches (Trägheitsmoment) im Gegensatz zu dem Massenträgheitsmoment, welches den Faktor $\frac{\gamma}{g}$ mit enthält und im nachstehenden stets gemeint ist, wenn schlechthin vom Trägheitsmoment die Rede ist. Die Unsicherheit in der Begriffsbestimmung verschwindet übrigens bei Einführung des Trägheitsradius.

Das Trägheitsmoment ist also

$$J \equiv \frac{\gamma}{g} \Sigma \Delta\,V\,x^2 \qquad \text{oder} \qquad J \equiv \frac{\gamma}{g} \int d\,V\,x^2. \tag{3 u. 4}$$

Unter ΔV in Gleichung (3) seien kleine Raumteile von endlicher Größe verstanden. Man wird auf Gleichung (3) zurückgreifen müssen, wenn der Körper lediglich durch seine Darstellung (Zeichnung von Querschnitten usw.) gegeben ist.

Setzt man die Definitionsgleichung (4) in Gleichung (2*b*) ein, so wird

$$E = \frac{\omega^2}{2} J. \tag{5}$$

2. Erweitert man die Gleichung (5) mit r^2, so erhält man

$$E = \frac{J}{r^2} \frac{(\omega r)^2}{2};$$

r sei hierin zunächst ein beliebiger, nach irgendwelchen Zweckmäßigkeitsrücksichten gewählter Radius. Nennt man $\frac{J}{r^2}$ die auf r reduzierte Masse und bezeichnet sie mit M_r, setzt also $\frac{J}{r^2} \equiv M_r$, so hat man, wenn man noch die Geschwindigkeit im Abstande r mit v_r und das Gewicht der Masse M_r mit G_r bezeichnet:

$$E = M_r \frac{v_r^2}{2} = \frac{G_r}{g} \frac{v_r^2}{2} \tag{6}$$

Bei Schwungradermittlungen wird die Masse des Kranzes vielfach auf den Abstand des Schwerpunktes des Kranzquerschnittes reduziert. Die so reduzierte Masse des Kranzes stimmt mit der wirklichen Masse nicht überein.

Man kann aber offenbar den zunächst beliebig angenommenen Arm auch so bestimmen, daß die reduzierte Masse gerade gleich der wirklichen wird. Bezeichnet man den Arm, welcher dieser Bedingung genügt, mit ϱ und nennt ihn, wie üblich, Trägheitsarm, **Trägheitsradius**, Trägheitshalbmesser, so wird

$$E = \frac{J}{\varrho^2}\frac{(\omega\varrho)^2}{2} = M\frac{(\omega\varrho)^2}{2} = M\frac{v_0^2}{2},$$

Fig. 237.

v_0 bedeutet die Geschwindigkeit im Abstande ϱ.

Aus $\frac{J}{\varrho^2} = M$ bestimmt sich der Trägheitsarm

$$\varrho = \sqrt{\frac{J}{M}}, \tag{7}$$

3. Der am einfachsten zu übersehende Fall ist, daß **ein Schwungrad mit allen Maßen** und dem spez. Gewicht des Materials **gegeben** ist und das Trägheitsmoment bestimmt werden soll.

Für gewisse einfache Körperformen hat man den Trägheitsradius analytisch als Funktion der Körpermaße berechnet und in Formelform gebracht. Indem man kompliziertere Körper aus solchen einfachen Formen sich zusammengesetzt denkt, wird die Rechnung wesentlich vereinfacht und die Zahl der Summanden in $\Sigma \Delta V r^2$ vermindert.

Die wichtigsten für die Berechnung des Trägheitsmomentes eines Schwungrades aus den gegebenen Maßen in Frage kommenden Körper mit ihren Trägheitsradien sind die folgenden:

Für einen Ring mit rechtekigem Querschnitt mit den Bezeichnungen in der Fig. 237 ist

$$\varrho^2 = \left(\frac{r_1 + r_2}{2}\right)^2 + \tfrac{1}{4}h^2,$$

woraus man erkennt, daß Schwerpunktradius und Trägheitsradius nicht identisch sind.

Die Nabe wird man ähnlich wie den Kranz aus Hohlzylindern sich zusammengesetzt denken und sich bei Rundungen ohne große Fehler einen Flächenausgleich gestatten dürfen.

Für die Arme beachte man, daß für eine Gerade, welche senkrecht auf der Drehachse steht und bis an die Drehachse heranreicht, ist

$$\varrho^2 = \tfrac{1}{3}\cdot l^2 = \left(\sqrt{\tfrac{1}{3}}\cdot l\right)^2 = (0{,}5774\cdot l)^2, \quad \varrho = 0{,}5774\cdot l,$$

Fig. 238 a, b, c.

also nicht unbedeutend über die Mitte hinausreicht (Fig. 238 a). Für die Arme ist, da sie nicht bis zur Drehachse, sondern nur bis an die Nabe heranreichen, der Abstand des Endpunktes des Trägheitsradius von der Armmitte etwas kleiner (unverjüngte Form vorausgesetzt; Fig. 238 b).

Bei der üblichen Verjüngung der Arme nach dem Kranz zu (Fig. 238 c) wird man für Überschlagsrechnungen den Trägheitsradius etwa bis Mitte Radarm reichend annehmen können.

Das Trägheitsmoment des ganzen Rades ist dann

$$J = M_1 \varrho_1^2 + M_2 \varrho_2^2 + M_3 \varrho_3^2 \ldots\ldots = \frac{\gamma}{g} (V_1 \varrho_1^2 + V_2 \varrho_2^2 + V_3 \varrho_3^2 \ldots\ldots), \quad (8\,\text{u.}\,9)$$

worin M_1, M_2, $M_3 \ldots$ die Massen, V_1, V_2, $V_3 \ldots$ die Volumina größerer zusammenhängender Teile, ϱ_1, ϱ_2, ϱ_3 die zugehörigen Trägheitsradien sind.

Die Gleichung (9) kann auch in der Form geschrieben werden

$$J = \frac{\gamma}{g} \Sigma V \varrho^2 \quad (10)$$

und entspricht dann ganz der Gleichung (3) nur mit der vorstehenden Bedeutung von V und ϱ an Stelle der kleinen Teile ΔV.

4. Beim Entwurf eines Schwungrades geht man nach Wahl des Durchmessers (vgl. Art. 167 bis 170 des Haupttextes) von dem Kranz als dem an der Schwungwirkung weitaus am stärksten beteiligten Gliede des Schwungradkörpers aus. Arme und Nabe können erst später bei der konstruktiven Durchbildung gefunden werden; ihr Anteil an der Schwungwirkung muß vorläufig geschätzt werden. Hierfür dienen die nachstehenden Betrachtungen und Angaben, welche letzteren sich auf die Verhältnisse ausgeführter Räder stützen.

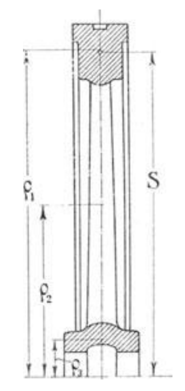


Fig. 239.

Bei Berechnung des erforderlichen Kranzquerschnittes bezieht man sich in der Regel nicht auf den Trägheitsradius des Kranzes, sondern (der bequemen Anwendung der Guldinschen Regel wegen) auf den Radius des Schwerpunktkreises des Kranzquerschnittes, der, wie oben bemerkt, etwas kleiner ist als der Trägheitsradius des Kranzes, so daß auch für den Kranz eine (häufig unterbleibende) Reduktion vorzunehmen ist. Bezeichnet man das Gewicht des ganzen Rades mit G, das des Kranzes mit G_1, das der Arme mit G_2, das der Nabe mit G_3, womit wird

$$G = G_1 + G_2 + G_3,$$

so wird das auf den Halbmesser S des Schwerpunktkreises reduzierte Gewicht G_s sein

$$G_s = a G_1 + b G_2 + c G_3, \quad (11)$$

worin a, b, c Reduktionsfaktoren sind, welche sich aus dem Verhältnis der Trägheitsradien zu S bestimmen. Es ist (Fig. 239)

$$a = \left(\frac{\varrho_1}{S}\right)^2; \qquad b = \left(\frac{\varrho_2}{S}\right)^2; \qquad c = \left(\frac{\varrho_3}{S}\right)^2.$$

Im Durchschnitt kann man setzen

$$a = 1{,}01; \qquad b = 0{,}27; \qquad c = 0{,}035;$$

bei Treibschwungrädern (Seil- und Riemenschwungrädern) kann genau genug $a = 1{,}00$ gesetzt werden.

Die lebendige Kraft des Schwungrades durch die 3 Hauptglieder des Rades, Kranz, Arme, Nabe ausgedrückt, ist also

$$E = \frac{v^2}{2} \frac{1}{g} (a G_1 + b G_2 + c G_3)$$

oder

$$E = \frac{v^2}{2g} G_s. \quad (12)$$

5. Um beim Entwurf vom Kranzgewicht ausgehen zu können, ist es erwünscht, eine Beziehung zwischen G_s und G_1 herzustellen. Aus der Gleichung (11) folgt

$$G_s = G_1\left(a + b\,\frac{G_2}{G_1} + c\,\frac{G_3}{G_1}\right)$$

oder

$$G_1 = G_s\,\frac{1}{\left(a + b\,\frac{G_2}{G_1} + c\,\frac{G_3}{G_1}\right)}. \tag{13}$$

Der Bruch werde mit φ bezeichnet.

Wenn das Gewicht von Armen und Nabe in bezug auf das Gesamtgewicht G gegeben ist, wird der Bruch zweckmäßig in der Form geschrieben

$$\varphi = \frac{1}{a + \frac{G}{G_1}\left(b\,\frac{G_2}{G} + c\,\frac{G_3}{G}\right)} \quad \text{oder} \quad \varphi = \frac{1}{a + \mu\left(b\,\frac{G_2}{G} + c\,\frac{G_3}{G}\right)} \tag{14}$$

worin $\mu = \frac{G}{G_1}$ ist. Es ist nach Gleichung (13) $G_1 = \varphi G_s$ oder $G_s = \frac{1}{\varphi} G_1$.

Mit Einsetzung dieses Wertes von G_s in Gleichung (12) wird

$$E = \frac{v^2}{2g}\,\frac{1}{\varphi}\,G_1$$

$$\mathbf{G_1 = \varphi\,\frac{2g}{v^2}\,E}. \tag{15}$$

Vgl. auch den Haupttext Art. 162 bis 166 und 176.

6. Die Verteilung des Gesamtgewichtes auf den Kranz, die Arme und die Nabe ist ziemlich verschieden, je nachdem das Rad mehr oder weniger gedrungen gebaut ist. Fast in allen Taschenbüchern und Handbüchern ist seit Jahrzehnten der Anteil, den der Kranz an dem Trägheitsmoment des ganzen Rades hat, gleich 0,9 angegeben, d. h. es wird die vorstehend mit φ bezeichnete Größe gleich 0,9 gesetzt. Es wird dem oft noch zugefügt, daß der Radstern etwa $\frac{1}{3}$ des Kranzes wiege; das entspricht einem μ von 1,33.

Der Verfasser hat mit Hilfe der obigen Gliederung eine größere Anzahl Schwungräder durchgerechnet und gefunden, daß eine solche Einheitlichkeit in den Verhältnissen auch nicht annähernd besteht. Man muß mehr oder weniger gedrungen gebaute Räder unterscheiden. Die wenig gedrungenen Räder sind im nachfolgenden als „luftig“ bezeichnet.

7. Zur zahlenmäßigen Beurteilung der Gedrungenheit möge ein Bruch dienen, der im Zähler das Quadrat des oben mit S bezeichneten Abstandes des Kranzquerschnittsschwerpunktes von der Radmitte, im Nenner den Kranzquerschnitt enthält.

Dieses Verhältnis, das mit β bezeichnet werde, liegt zwischen 15 und 50; in besonderen Fällen reichen die Grenzen noch weiter. Es werde also gesetzt

$$\beta = \frac{S^2}{F}. \tag{16}$$

β ist um so kleiner, je gedrungener das Rad ist, der reziproke Wert $\frac{1}{\beta}$ möge daher Gedrungenheitsgrad genannt werden. Die nachstehende Tabelle

enthält mit einigen Ausgleichungen die Ergebnisse der Nachrechnungen. Es sind darin unterschieden Räder mit normalem Radstern und solche mit kräftigem Radstern. Die letzteren kommen für Gasmaschinen in Betracht, ferner für Dampfmaschinen dann, wenn mit plötzlichen Widerständen an der Arbeitsmaschine (Kurzschluß) zu rechnen ist. Ganz ungewöhnliche plötzliche Widerstände können noch kräftigere Armsterne verlangen.

Bauart	β	Normaler Radstern				Kräftiger Radstern			
		1	2	3	4	5	6	7	8
		$\frac{G_1}{G}$ $\frac{1}{\mu}$	$\frac{G}{G_1}$ μ	$\frac{G_1}{G_s}$ φ	ε	$\frac{G_1}{G}$ $\frac{1}{\mu}$	$\frac{G}{G_1}$ μ	$\frac{G_1}{G_s}$ φ	ε
gedrungen	15	0,79	1,27	0,951	1,79	0,76	1,32	0,940	1,79
normal	20	0,76	1,31	0,945	1,90	0,74	1,35	0,932	1,89
	30	0,72	1,39	0,935	2,05	0,69	1,45	0,917	2,04
luftig	40	0,69	1,45	0,925	2,17	0,66	1,54	0,902	2,16
	50	0,65	1,54	0,915	2,26	0,61	1,64	0,888	2,25

Das schätzungsweise Gewicht des Radsternes als Teile des Gesamtgewichtes G findet man, indem man die Werte der Spalte 1 bzw. 5 von eins abzieht. Das schätzungsweise Gewicht des Radsternes als Teil des Kranzes findet man, indem man eins von den Werten der Spalte 2 und 6 abzieht. Der Gewichtsanteil, den die Nabe am Gewicht des Radsternes hat, ist bei gedrungenen Rädern etwa ebenso groß wie der der Arme selbst. Bei luftigen Rädern überwiegt natürlich das Gewicht der Arme.

8. Die Tabelle gilt in erster Linie für reine Massenschwungräder, wobei Räder mit $\beta = 20$ bis 40 für Dampfmaschinen in Frage kommen, Räder mit $\beta = 40$ bis 50 und darüber hinaus für Gasmaschinen. Sie gilt aber auch einigermaßen für Treibschwungräder von Dampfmaschinen und Arbeitsmaschinen (Riemenschwungräder und Seilschwungräder). Als Seilscheiben kommen jedoch auch sehr luftig gebaute Räder vor, wenn nämlich bei verhältnismäßig niedriger Drehzahl der Maschine hohe Seilgeschwindigkeiten gefordert werden. Wenn bei Treibschwungrädern β den Wert 50 nicht überschreitet, kann man für φ und μ die Werte der Tabelle für Räder mit normalem Radstern verwenden, jedoch μ etwas herabsetzen und φ etwas heraufsetzen (vgl. indes über Seilscheiben mit $\beta > 50$ die Fußnote zu Art. 178, S. 77).

ε ist ein Wert, der für die Wahl des Raddurchmessers nach der im Art. 169 des Haupttextes angegebenen Formel dient.

9. Nachdem der Querschnitt des Kranzes bestimmt ist, wird man den Radstern auf Festigkeit berechnen (Haupttext Art. 201 bis 221). Dieser Berechnung wird dann gemäß Art. 221 eine Nachrechnung des tatsächlichen Trägheitsmomentes zu folgen haben, bei welcher man das konstruierte Rad wie ein in seinen Abmessungen gegebenes zu behandeln haben wird.

Die Nachrechnung von φ für ein fertig gerechnetes und durchkonstruiertes Rad kann mit der Formel 14 erfolgen, wobei es genügen wird, für a, b und c die oben angegebenen Normalwerte zu benutzen und nur G, G_1, G_2, G_3 aus den Maßen der Zeichnung zu berechnen.

Man kann nicht erwarten, daß bei dieser Nachrechnung φ den vorläufig nach der Zusammenstellung gewählten Schätzungswert hat; doch wird der schließliche wahre Wert weniger weit von dem Schätzungswert abweichen als bei den bisher üblichen Werten von φ. Die Zusammenstellung über die Werte μ und φ bei mehr oder weniger gedrungenen Rädern war in ähnlicher Form bereits in der 3. Auflage dieses Werkes enthalten.

Anhang 10.

Über die zulässigen Geschwindigkeiten in Luftwasserpumpen.

Geschwindigkeit in den Ventilen.

1. In der Literatur finden sich über die zulässige Geschwindigkeit in den Ventilen ziemlich verschiedene Angaben, besonders sind in den Lehrbüchern über Schiffsmaschinen ganz ungewöhnlich hohe Geschwindigkeiten angegeben. Es wird fast überall versäumt, den Unterschied von Naßluftpumpen für Einspritzkondensatoren und für Oberflächenkondensatoren scharf hervorzuheben. Der Unterschied ist aber sehr erheblich, weil die Luftpumpen für Oberflächenkondensatoren nur sehr wenig Wasser zu fördern haben (nämlich nur das niedergeschlagene Wasser), während die Luftpumpen für Einspritzkondensatoren nicht nur das niedergeschlagene Wasser, sondern das ganze (etwa das 30fache betragende) Einspritzwasser mitzufördern haben.

Die Luftpumpe für Oberflächenkondensatoren ist also tatsächlich vorwiegend Luftpumpe, während die für Einspritzkondensatoren zum großen Teil Wasserpumpe ist. Nimmt man zunächst an, daß eine vollständige Trennung von Wasser und Luft stattfindet, so tritt bei normaler Pumpenanordnung zuerst die Luft aus und dann das Wasser.

Für die Luft allein dürfte eine hohe Geschwindigkeit von etwa 30 m pro Sekunde unbedenklich zugelassen werden, während in den Ventilen reiner Wasserpumpen eine Wassergeschwindigkeit von nur etwa 2 m zulässig ist. Bei Luftwasserpumpen sind aber die Bedingungen für die Wasserbewegung gegen die Ventile erheblich ungünstigere als bei reinen Wasserpumpen, weil die Ventilfläche mit geschlossenen oder für den Luftdurchgang nur wenig geöffneten Ventilen mitten im Hub auf die Spiegelfläche trifft und die Ventile nun plötzlich auf das für den Wasserdurchgang nötige Maß geöffnet werden müssen, was mit einem um so größeren Stoß vor sich gehen wird, je geringer die Angriffsfläche des Wassers am Ventil ist und je weiter der Kolben beim Auftreffen des Spiegels auf die Ventilfläche von seinem Totpunkt entfernt ist.

2. Um diese Verhältnisse als Grundlage für die Bestimmung der Ventilaufschlagfläche zu benutzen, möge der Begriff der Wasserfüllung eingeführt werden. Als Wasserfüllung möge das Verhältnis der pro Hub geförderten Wassermenge zu dem Hubraum der Pumpe bezeichnet werden. Die Wasserfüllung beträgt bei den üblichen Pumpenabmessungen 0,2 bis 0,3 bei den Luftwasserpumpen der Einspritzkondensatoren und nur etwa 0,02 bei den Luftwasserpumpen der Oberflächenkondensatoren.

Ist c die mittlere Kolbengeschwindigkeit der Luftpumpe, deren Antrieb von dem Kurbelgetriebe der gleichförmig rotierenden Dampfmaschine erfolgen möge, so ist mit ausreichender Annäherung die Kolbengeschwindigkeit an einer beliebigen Stelle des Hubes gleich $\frac{1}{2}\pi c \sin\alpha$ (vgl. auch Anhang 8 und 19).

Bezeichnet man den engsten Durchgangsquerschnitt der Ventile mit f, den Pumpenzylinderquerschnitt mit F, den Kontraktionskoeffizient mit μ, so folgt die Geschwindigkeit in den Ventilen aus der Gleichung:

$$\mu v f = \tfrac{1}{2}\pi c \sin\alpha F\,. \tag{1}$$

Bei der Auflösung möge, um die Unsicherheit von μ zu beseitigen, μv zusammengefaßt bleiben und das zulässige μv unmittelbar aus Ausführungen hergeleitet sein.

3. Für die Aufschlaggeschwindigkeit v_a der Ventilfläche auf den Wasserspiegel gilt, wenn f_a die Aufschlagfläche (freie Grundrißfläche) des Ventils ist, β der Winkel, bei welchem der Kolben auf die Wasserfläche trifft:

$$v_a f_a = \tfrac{1}{2}\pi c \sin\beta F\,; \tag{2}$$

wählt man (Fig. 240) den Maßstab für die Geschwindigkeit so, daß $\frac{\pi}{2} c \frac{F}{f_a}$ durch $\frac{s}{2}$ dargestellt wird, so stellt offenbar AB die Aufschlaggeschwindigkeit dar.

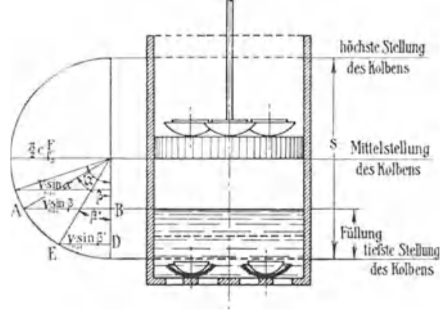


Fig. 240.

Wenn sich bei einer Luftwasserpumpe mit der in der Figur angegebenen Wasserfüllung eine Aufschlaggeschwindigkeit AB als zulässig erwiesen hat, wird bei einer anderen Pumpe mit kleinerer Wasserfüllung (Aufschlagwinkel β') der Aufschlagquerschnitt im Verhältnis ED/AB kleiner gewählt werden dürfen.

Als zulässig kann eine Aufschlaggeschwindigkeit von etwa 2,0 m angesehen werden. Um dieses Ergebnis in die übliche Form der Beziehung auf eine mittlere zulässige Geschwindigkeit v_m in den Ventilen zu bringen, führt man in die Gleichung (2) die Beziehung ein

$$\mu v_m f = cF \tag{3}$$

und setzt statt des engsten Querschnittes f den Aufschlagquerschnitt f_a, weil dieser maßgebend ist und an den Rändern unbedenklich auch höhere Geschwindigkeiten zugelassen werden dürfen. Man hat dann, indem nun v_m die mittlere Geschwindigkeit im Aufschlagquerschnitt bedeutet:

$$v_a f_a = \tfrac{1}{2}\pi\mu v_m f_a \sin\beta\,; \qquad v_a = \tfrac{1}{2}\pi\mu v_m \sin\beta\,. \tag{4}$$

Hat man für eine Füllung von 0,25, d. h. für $\beta = 60^\circ$ $\sin\beta = 0{,}866$ den Wert $\mu v_m = 1{,}5$ bewährt gefunden, so ergibt sich daraus $v_a = 1{,}5706 \cdot 1{,}5 \cdot 0{,}866 = 2{,}04$. Mit diesem v_a ist das zulässige μv_m in

der nachstehenden, für den Gebrauch dienenden Tabelle berechnet aus der Gleichung:

$$\mu v_m = \frac{2,04 \cdot 2}{\pi \sin \beta}. \qquad (5)$$

Füllung	= 0,5	0,4	0,3	**0,25**	0,2	0,15	0,1	**0,02**
μv_m	= 1,3	1,33	1,45	**1,5**	1,62	1,82	2,17	**4,65.**

Die Füllung von 0,02 entspricht der Füllung bei Oberflächenkondensator-Luftpumpen. Die Füllung von 0,25 entspricht durchschnittlichen Verhältnissen bei Einspritzkondensatoren.

4. In dem Beispiel der Hauptaufgabe wurde (Art. 279) mit einem stündlich beschriebenen Luftpumpenvolumen von $120 \cdot D$ gerechnet. Nimmt man an, daß die 29fache Speisewassermenge eingespritzt wird, so sind $29 + 1 = 30$ l pro 1 kg Dampf zu fördern; $\frac{30 \cdot D}{120 \cdot D} = 0,25$ Füllung.

Beim Betrieb mit rückgekühltem Wasser muß wegen der hohen Kühlwassertemperatur mehr Wasser eingespritzt werden. Es ergibt sich dann, wenn das Hubvolumen der Pumpe ebenso groß bemessen wird wie bei Frischwasser, eine größere Füllung und damit eine größere Aufschlaggeschwindigkeit. Es zeigt sich dann meist, daß die Pumpen stark klopfen, ein Beweis, daß die Füllung für den richtigen Gang von großer Bedeutung ist. Wird z. B. bei einer Einspritzwassertemperatur von 30° das 45fache des Speisewassers eingespritzt, so ist die Füllung $= \frac{46}{120} = \sim 0,4$, und es dürfte μv_m in den Ventilen nur 1,33 statt 1,5 betragen. Will man in solchen Fällen Stöße vermeiden, so muß man die Ventile so groß machen, daß μv_m nur 1,33 wird.

5. Die obige unter Zugrundelegung einer einheitlichen Aufschlaggeschwindigkeit aus den mittleren Verhältnissen von Einspritzkondensatoren hergeleitete hohe Geschwindigkeit bei Luftpumpen von Oberflächenkondensatoren stimmt gut mit den für letztere empfohlenen Werten überein. So gibt G. Bauer (Schiffsmaschinen und Kessel) μv_m im Ventilsitz $= 4 \div 5$ m an.

In Wirklichkeit wird nun allerdings (wenigstens bei hohen Tourenzahlen) eine so scharfe Scheidung von Wasser und Luft nicht eintreten. Es wird sich bei schnellem Gange ein schaumiges Gemisch bilden, das oben vorwiegend Luft und unten vorwiegend Wasser enthalten wird. Denkt man sich einen der Höhe nach homogenen Schaum, so wird ein eigentliches Aufschlagen der Ventilflächen auf eine Spiegelfläche nicht stattfinden; das Ganze wird wirken wie eine elastische Flüssigkeit von einem geringen spez. Gewicht. Nun darf aber im allgemeinen die Geschwindigkeit in Pumpenventilen um so größer sein, je geringer das spez. Gewicht der Flüssigkeit ist. Es wird aber der Schaum ein um so kleineres spez. Gewicht haben, je geringer die Füllung ist, je weniger Wasser im Verhältnis zum Gesamtpumpenvolumen eintritt; d. h. auch bei Voraussetzung vollständiger Mischung ist für die kleineren Füllungen eine höhere mittlere Geschwindigkeit in den Ventilen zulässig als für größere. Ob die gleiche Gesetzmäßigkeit zwischen Füllung und zulässiger Geschwindigkeit besteht wie bei dem anderen Grenzfalle der vollständigen Trennung von Wasser und Luft, muß dahingestellt bleiben.

Bei Luftpumpen mit drei Klappen übereinander kann man mit der Geschwindigkeit in den Kolbenventilen und zur Not auch in den Saugventilen auf das $1^1/_2$fache der oben angegebenen Werte gehen. Für die Ventile im Deckel sind dagegen die normalen Geschwindigkeiten anzuwenden. Daraus ergibt sich dann die so häufig gefundene Erweiterung der Deckelventilfläche.

Bei Schlitzluftpumpen mit Gefäßkolben und Verdränger darf man wegen der guten Mischung von Wasser und Luft mit der Geschwindigkeit höher gehen. Es werden hier oft Durchgangsgsschwindigkeiten μv_m von 2,5 m gefunden.

Die Vorgänge in den verschiedenen Luftwasserpumpen sind ausführlich im Führer 53, 32 ÷ 49 behandelt.

Kolbengeschwindigkeit.

6. Eine bestimmte Kolbengeschwindigkeit von vornherein der Rechnung zugrunde zu legen, hat bei **Luftpumpen mit vollem Kolben** gar keinen Sinn. Die weit verbreitete Ansicht, daß die Kolbengeschwindigkeit bei diesen Pumpen für die Ruhe des Ganges maßgebend sei, ist eine ganz irrige. Es gibt Luftwasserpumpen, welche mit 6 m Kolbengeschwindigkeit ruhig gehen, und wieder andere, welche mit 1 ÷ 2 m schlagen.

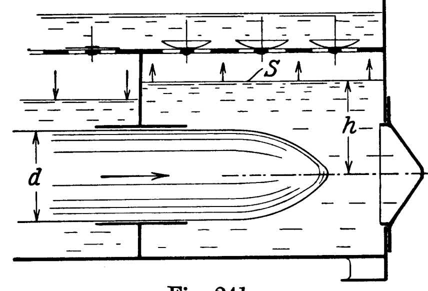


Fig. 241.

Maßgebend für den ruhigen Gang ist vor allem die Geschwindigkeit, mit welcher die aufsteigende Spiegelfläche S (Fig. 241) die Ventilebene trifft.

Ob die erforderliche Spiegelbewegung durch einen Kolben mit großem Hub und kleiner Fläche (große Kolbengeschwindigkeit) oder mit kleinem Hub und großer Kolbenfläche hervorgebracht wird, ist ziemlich gleichgültig. Nur muß man bei großer Kolbengeschwindigkeit darauf bedacht sein, daß der Zusammenhang zwischen Wasser und Kolben gewahrt bleibt, was man bei hohen Kolbengeschwindigkeiten durch Zuspitzung des als Plunger ausgebildeten Kolbens erreicht und durch so tiefe Lage des Kolbens, daß die Druckhöhe h des Wassers über dem Kolben das Abreißen verhindert.

Man wählt das Verhältnis $\frac{s}{d}$ (wenn nicht die Luftpumpe in der Achse des Dampfzylinders angeordnet ist und damit der Luftpumpenhub gleich dem Hub des Dampfkolbens wird) nach rein äußeren Rücksichten. Die äußeren Abmessungen der Luftpumpe sind durch die Unterbringung der Ventile bedingt, und in der Pumpe muß der Länge nach Kolbenhöhe + Kolbenhub + 2 mal Endspielraum Platz finden. Man kann auch bei liegenden Pumpen von einem bequemen Hebelübersetzungsverhältnis $\frac{2}{3}$ bis $\frac{2}{5}$ ausgehen.

Anders liegen die Verhältnisse bei **Luftpumpen mit durchbrochenem Ventilkolben.** Hier ist die Kolbengeschwindigkeit dadurch begrenzt, daß auf der Kolbenfläche die Ventile mit den erforderlichen Durchgangs-

querschnitten untergebracht werden müssen. Daraus ergibt sich eine bestimmte Kolbenfläche als die kleinstmögliche. Aus dieser und aus dem errechneten Hubvolumen ergibt sich dann der Hub und daraus weiter die Kolbengeschwindigkeit.

Man geht auch beim Entwurf am besten so vor, daß man zunächst die Ventile mit den erforderlichen Durchgangsquerschnitten auf einer Kreisfläche, welche nachher den Kolbengrundriß darstellt, plaziert, indem man in der Mitte Platz für die Kolbenstange und am Rande Platz für das Herumtreten des Wassers um die Ränder läßt. Man kommt dabei auf ein Verhältnis $\frac{f}{F}$ von etwa $\frac{1}{3,2}$ bis $\frac{1}{3,8}$. Durch Division des berechneten Hubvolumens durch die so ermittelten Kolbenflächen wird der Hub gefunden.

7. Zur vorläufigen Abschätzung der Pumpenmaße kann man für Pumpen mit Ventilkolben auch von der Kolbengeschwindigkeit ausgehen. Diese ist aber im Grunde genommen erst die Folge der auf dem Kolben unterbringbaren Ventilquerschnittsfläche.

Mit $\frac{f}{F} = 3,4$ ergibt sich:

für die Zweiventilluftpumpe mit 0,25 Füllung . . . $c = 0,442 \sim 0,45$,
für die Dreiventilluftpumpe $1^1/_2$ mal so viel . . . . $c = 0,66$.
Für Luftpumpen von Oberflächenkondensatoren mit Dreiklappenanordnung und $\mu v_m = 1,5 \cdot 4,65$ wird die größte zulässige mittlere Kolbengeschwindigkeit $c = 2,05$
und wenn man die Kolben solcher Pumpen weniger eng mit Ventilen besetzt, weil hier die Schwierigkeiten in der Unterbringung geringer sind, so erhält man mit $\frac{f}{F} = \frac{1}{4}$ . . . . $c = 1,74$.

Das stimmt wieder gut mit den im Schiffsmaschinenbau empfohlenen Werten, indem Bauer setzt: für Handelsschiffe $c = 1$ bis 1,8, für Kriegsschiffe $c = 1,5$ bis 2,7.

Anhang 11.

Verzeichnung einiger Kurven.

1. Im nachstehenden soll die Verzeichnung einiger Kurven besprochen werden, welche im Dampfmaschinenbau und auch bei anderen Kolbenkraftmaschinen und Kolbenarbeitsmaschinen häufiger vorkommen. Es wird dabei vielfach die Benutzung des Krümmungskreises für größere, symmetrisch liegende Längen der Kurven in Vorschlag gebracht werden, nicht nur als Annäherung an die wahre Kurve, sondern auch zum Ersatz der Kurvenlineale, die sich für scharf gekrümmte symmetrische Kurventeile weniger eignen. Es kann dabei immer noch, wie bei der Verzeichnung mit Kurvenlinealen, die punktweise Bestimmung des betreffenden Kurventeiles vorbehalten bleiben, um zu prüfen, wie weit sich der Krümmungskreis der Linie anschmiegt.

Verzeichnung der gleichseitigen Hyperbel.

2. Die gleichseitige, auf ihre Asymptoten als Koordinatenachsen bezogene Hyperbel mit der Gleichung $xy = \text{const.}$ tritt als Expansionslinie für gesättigten Dampf in der Form $pv = \text{const.}$ auf. Dieses Expansionsgesetz ist bekanntlich beim Dampf kein einfach thermodynamisch begründetes, sondern kommt durch verwickelte Vorgänge unter Mitwirkung der Zylinderwandungen zustande und liegt auch gar nicht so häufig vor, wie es beim Entwurf und zur Berechnung der Arbeit aus Bequemlichkeitsrücksichten und in Ermangelung ausreichender Sondergrundlagen angewandt wird.

Kennt man den gemeinsamen Volumen- und Drucknullpunkt O (da der schädliche Raum an der Expansion und Kompression teilnimmt, ist das Volumen einschließlich schädlichen Raum zu messen) und einen Punkt der Hyperbel, so findet man weitere Punkte durch folgende bekannte Konstruktion.

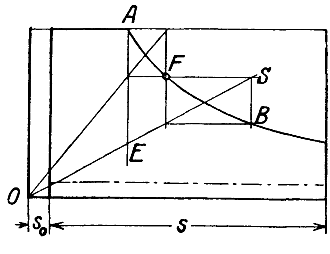


Fig. 242.

3. Man legt durch den bekannten Punkt F (Fig. 242) ein Achsenkreuz parallel zu den Koordinatenachsen, schneidet durch eine beliebig gerichtete, vom Nullpunkt O ausgehende Gerade OS ein Dreieck ab, ergänzt dieses zu einem Rechteck, so ist die nicht von der Diagonale geschnittene vierte Ecke B des Rechtecks ein neuer Punkt der Hyperbel.

Wenn man den Satz in dieser Form ausspricht, wird man nicht leicht irren, auch wenn es sich um die Verzeichnung der Kompressionslinien nach dem Gesetz $pv = \text{const.}$ handelt.

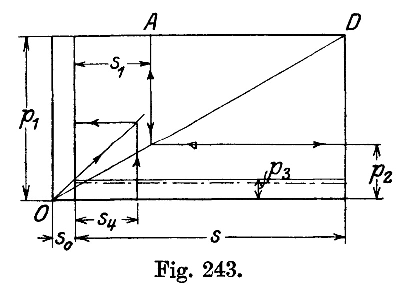


Fig. 243.

4. In der Regel ist (durch die Füllungswahl) der Punkt, in welchem die Expansion beginnt, der bekannte Punkt der Hyperbel und man findet dann eine größere Anzahl weiterer Punkte, indem man durch beliebig viele Strahlen vom Nullpunkt aus in das durch den Füllungspunkt gelegte Achsenkreuz einschneidet. Man kann aber auch von Punkt zu Punkt vorschreiten und durch jeden gefundenen Punkt ein neues Achsenkreuz legen.

5. Vielfach wird gar nicht die Verzeichnung der Hyperbel verlangt, sondern nur ein weiterer Punkt bei einem bestimmten Druck oder bei einem bestimmten Volumen gesucht:

Fig. 243 zeigt, durch einfache Pfeile angedeutet, wie zu einer gegebenen oder gewählten Füllung s_1 bei gegebenem Eintrittsdruck (Füllungsbezugsdruck) p_1 der Expansionsenddruck p_2 gefunden wird. Die Lösung der umgekehrten Aufgabe, zu einem gewählten Expansionsenddruck p_2 die Füllung bei einem bestimmten Füllungsbezugsdruck p_1 zu finden, ist durch hinten geschlossene Pfeile angedeutet.

Entsprechend kann auch der Kompressionsenddruck ohne Verzeichnung der Hyperbel gefunden werden, wenn der Kompressionsweg s_4 und der

Ausschubgegendruck p_3 gegeben ist, wie auch die umgekehrte Aufgabe in ähnlicher Weise gelöst werden kann. Es empfiehlt sich jedoch, besonders bei Maschinen mit Kondensation, wegen der flachen Schnitte mehr die Kompressionspunkte mit dem Rechenschieber zu ermitteln, besonders wenn die Daten zahlenmäßig bekannt sind.

Die Rechnungen mit dem Rechenschieber sind für das Gesetz $pv = \text{const}$ überhaupt so einfach, daß sie schon zur Schonung des Zeichenblattes vor der Konstruktion auch der Expansionslinie oft den Vorzug verdienen.

6. Wie für die Verzeichnung des mittleren Teils der Hyperbel der Krümmungskreis im Scheitel benutzt werden kann, ist im Art. 2 des Haupttextes gezeigt.

Verzeichnung der Polytrope. $pv^n = \text{const.}$

7. Die Verzeichnung kann nach irgendeinem der bekannten graphischen Verfahren, z. B. dem von Brauer erfolgen oder (unter größerer Schonung des Zeichenblattes) mit Hilfe von Tabellen. Unter anderem enthält auch die Hütte (22. und 23. Aufl. I, S. 407) eine solche Tabelle.

Die Tabelle wird wenig umfangreich, wenn man sich auf vorher gefundene Werte stützt; für den vorliegenden Zweck genügt die nachstehende bezüglich der Zahl der Exponenten vollständigere Tabelle für das Volumenverhältnis bei angenommenem Druckverhältnis. Die Werte der Tabelle geben für die im Kopf der Tabelle angegebenen Exponenten und das links angegebene Druckverhältnis $\frac{1}{2}$ und $\frac{3}{4}$ den Faktor an, mit welchem das Ausgangsvolumen zu multiplizieren ist, um das neue Volumen zu finden. Der Exponent 1,135 gilt für die Adiabate des gesättigten, anfangs trockenen Dampfes, der Exponent 1,4 für die Adiabate der Luft. Die Tabelle ist auch für die Verzeichnung der Diagramme von Verbrennungskraftmaschinen geeignet.

Fig. 244.

$\frac{p_2}{p_1}$	$n =$	1	1,05	1,10	1,135	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$\frac{1}{2}$	$a =$	2	1,936	1,879	1,842	1,827	1,782	1,741	1,705	1,671	1,641
$\frac{3}{4}$	$b =$	1,333	1,315	1,299	1,288	1,284	1,271	1,259	1,248	1,237	1,228

Halbiert man für den vom Ausgangspunkt an abfallenden Teil der Linie immer den voraufgegangenen Druck, macht also $p_2 = \frac{1}{2} p_1$; $p_3 = \frac{1}{2} p_2 = \frac{1}{4} p_1$ usw., so wird z. B. bei $n = 1{,}2$ nach der Tabelle $v_2 = 1{,}782\, v_1$; $v_3 = 1{,}782\, v_2$ usw. (vergl. Fig. 244).

Für den vom Ausgangspunkt aus ansteigenden Teil der Linie hat man den Druck wiederholt zu verdoppeln und das Ausgangsvolumen durch die Tabellenwerte wiederholt zu dividieren. Die Punkte verdichten sich dabei in erwünschter Weise. Es genügt, die Multiplikation und Division mit dem Rechenschieber auszuführen.

Um noch Zwischenpunkte zu finden, ist die Reihe $p_2 = \frac{3}{4} p_1$ aufgestellt, welche auch mit der Reihe $p_2 = \frac{1}{2} p_1$ durch Multiplikation kombiniert werden kann.

8. Das vielbenutzte Brauersche Verfahren ist durch die starken Linien in Fig. 245 gekennzeichnet. Die Winkel α und β oder ihre tg sind durch die nachfolgende Gleichung verbunden

$$1 + \operatorname{tg}\beta = (1 + \operatorname{tg}\alpha)^n.$$

Die glatten Werte 0,2, 0,25 und 0,33 für $\operatorname{tg}\alpha$ ergeben eine für verschiedene Exponenten angemessene Zahl von Punkten für die Verzeichnung. Mit ihnen ergibt die Gleichung die nachstehenden Werte von $\operatorname{tg}\beta$.

$n =$	1,05	1,1	1,135	1,15	1,20	1,25	1,3	1,35	1,40
$\operatorname{tg}\alpha$	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,25	0,25	0,25	0,33
$\operatorname{tg}\beta$	0,211	0,222	0,230	0,233	0,245	0,322	0,337	0,352	0,491

Bei der fortschreitenden Verzeichnung der Zahnlinie ergeben sich leicht Zeichenfehler, die durch Fortwirkung auf die nachfolgenden Punkte besonders stören. Mit größeren Winkeln α und β werden die zeichnerischen Ungenauigkeiten der Teilung kleiner, aber die Punkte fallen zu weit auseinander. Deshalb sei hier ein Verfahren mit weitläufiger Hauptteilung und großen Winkeln und zwischengelegter Teilung mit kleinen Winkeln empfohlen.

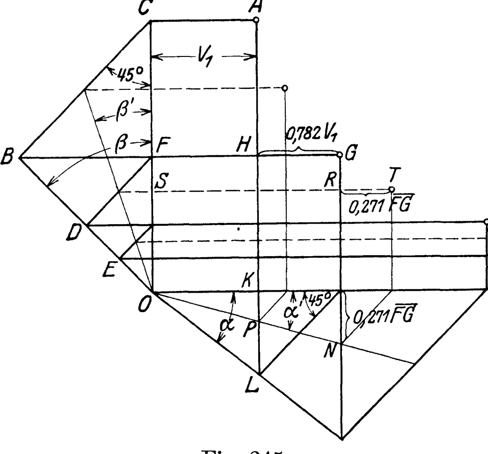


Fig. 245.

9. Um hierbei die erste Tabelle verwerten zu können, werde zunächst $\beta = 45°$, $\operatorname{tg}\beta = 1$ gemacht. Es ist dann Fig. 245 $FC = FB = FO$ oder $FO = \frac{1}{2}CO$; man erkennt, daß die durch B, D, E gelegten Horizontalen die voraufgegangenen Ordinaten halbieren, entsprechend $p_2 = \frac{1}{2}p_1$, $p_3 = \frac{1}{2}p_2$, $p_3 = \frac{1}{4}p_1$ usw.

Indem man nun eine der zugehörigen Abszissen mit der ersten Tabelle bestimmt, findet man den zugehörigen Winkel α. Ist A der Punkt, durch den eine Polytrope mit dem Exponenten n gelegt werden soll, so findet man z. B. für $n = 1{,}2$ den Punkt L, indem man $(1{,}782 - 1)\,v_1$ von K aus nach unten abträgt; damit ist der Winkel α bestimmt; denn es ist $FG = v^2 = 1{,}782\,v_1$ und $HG = v_2 - v_1 = (1{,}782 - 1)v_1$. Es ist aber $KL = HG$, also $KL = 0{,}782\ v_1$ und $\operatorname{tg}\alpha = KL : OK = 0{,}782\,v_1 : v_1$ oder $\operatorname{tg}\alpha = 0{,}782$. Allgemein ist, wenn man die Volumenfaktoren der ersten Reihe der Tabelle mit a bezeichnet, $\operatorname{tg}\alpha = a - 1$, d. h. man hat an Stelle der 1 vor dem Komma die 0 zu setzen. Die Bestimmung von $\operatorname{tg}\alpha$ wird damit unabhängig von dem gegebenen Punkt der Polytrope.

10. Um Zwischenpunkte für die vorerst sehr weitläufige Teilung zu finden, werde die zweite Reihe benutzt, deren Werte mit b bezeichnet sind. Man halbiert die Abstände zwischen zwei aufeinander folgenden Horizontalen durch die in Fig. 245 gestrichelt angegebenen Linien. OS ist dann gleich $\frac{3}{4}OF$, also $ST = b \cdot FG$ und $RT = (b - 1)\,FG$. Man findet

also den Winkel α', indem man den Punkt G auf die Abszissenachse projiziert und von dem Projektionspunkt um $(b-1)\ FG$ nach unten geht bis N und ON zieht. Die Zahleneinschriften in der Figur beziehen sich wieder auf $n = 1{,}2$. Wie die Fig. 245 erkennen läßt, ist $\operatorname{tg}\beta = 1$, $\operatorname{tg}\beta' = \frac{1}{3}$.

Fig. 246.

Bei der Einfachheit der Ordinatenteilung braucht man die Winkel β aber nicht zu zeichnen, sondern kann die Teilung mit dem Zirkel oder Maßstab vornehmen (Fig. 246).

Die Teilung der Abszisse mittels des Winkels α' wird zweckmäßig nicht durch eine fortlaufende Zahnlinie, sondern ausgehend von den Punkten P, N, Q der Vertikalen der Zahnlinie des größeren Winkels α gefunden.

Wenn man die Konstruktion für andere, nicht in der Tabelle enthaltene Exponenten benutzen will, findet man $a = 2^n$ und $b = (\frac{4}{3})^n$.

Näherungsweise Verzeichnung der Ellipse.

11. Die Ellipse wird vielfach durch den sog. Korbbogen ersetzt, der aus Kreisbögen von verschiedenen Halbmessern zusammengesetzt ist, welche unmittelbar ineinander übergehen. Bei Zusammensetzung aus 2 Kreisbögen ist, wenn die Ellipse flach ist, die Abweichung von der Ellipse ziemlich augenfällig; die Zusammensetzung aus 3 Kreisbögen ist umständlich, auch gelingt es beim Ausziehen nicht immer, die Kreise stetig ineinander überzuführen.

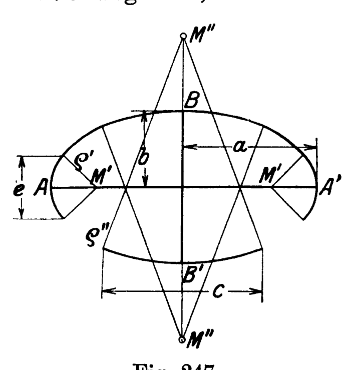


Fig. 247.

Deshalb sei hier folgendes Verfahren empfohlen. Man ersetzt die Ellipse nur zum Teil durch Kreisbögen und fügt in die offenen Stellen Kurvenstücke mit dem Kurvenlineal ein. Damit gelingt es dann auch leicht, einen guten Übergang an den Übergangsstellen zu erhalten. Als Kreise mögen die Krümmungskreise in den Scheiteln benutzt werden oder auch Kreise, die ein wenig größer und ein wenig kleiner sind als diese. Die Radien der Krümmungskreise stehen in einer sehr einfachen Beziehung zu den Halbachsen; es ist

$$\varrho' = \frac{b^2}{a} \qquad \text{und} \qquad \varrho'' = \frac{a^2}{b}.$$

12. In Fig. 247 ist in der oberen Hälfte der Ellipse der nicht kreisförmige Teil ausgefüllt in der unteren Hälfte offen gelassen. Man braucht im allgemeinen für den nicht kreisförmigen Teil keine weitere Punktbestimmung; es genügt, ihn durch tangentiales Anlegen eines als geeignet geschätzten Teils eines Kurvenlineales die Kreisbogenenden zu verzeichnen.

Der Kreisradius über der großen Achse, d. h. das Maß $M''B$ wird zweckmäßig ein wenig kleiner, der über der kleinen Achse, d. h. das Maß $M'A$ ein wenig größer gemacht, als die errechneten Krümmungsradien, wobei an den gegebenen A, A', B, B' festzuhalten ist.

13. Die Konstruktion ist in allen Fällen zweckmäßig, in denen es sich lediglich um zeichnerische Darstellung des Ellipsenbildes handelt; weniger geeignet ist sie als Grundlage für werkstattmäßige Ausführung, weil hier die Maßeinschriften etwas umständlich sind und bei Forderung der genauen Wiedergabe einer gewollten Form auf dem nicht kreisförmigen Stück eine Punktfestlegung durch Koordinaten verlangen. Wenn es auf die Übereinstimmung dieses Teils mit der Zeichnung nicht ganz genau ankommt, genügt es, auch für Werkstattzeichnungen die Länge der Hauptachsen, die beiden Radien für die Kreisbögen und die Reichweite der Kreisbögen etwa durch die Maße e und c anzugeben.

Verzeichnung der Parabel.

14. Beim formgebenden Entwurf tritt die Aufgabe, eine Parabel zu verzeichnen, in der Regel in der Form auf, daß zwei einen (meist stumpfen) Winkel miteinander bildende Gerade gegeben sind, und daß die gebildete Ecke durch eine Parabel ausgerundet werden soll. Dabei sind die Punkte A und B, in welche die Parabel in die Geraden tangential einlaufen soll, in der Regel gegeben oder vorweg gewählt. Für diesen Fall eignet sich die folgende bekannte Parabelkonstruktion mit einhüllenden Tangenten am besten.

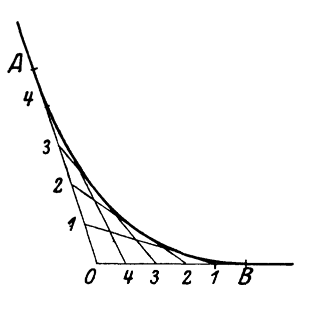


Fig. 248.

15. Man teilt (Fig. 248) die Längen OA und OB in eine gleichgroße Anzahl gleichgroßer Teile, beziffert die Teilpunkte auf OA von O ausgehend, die Teilpunkte auf OB von B ausgehend mit 1, 2, 3 ... und verbindet gleich bezifferte Punkte miteinander. Für skizzenhafte, freihändige Entwürfe genügt es in der Regel, die Längen OA und OB zu halbieren, die Halbierungspunkte zu verbinden und die Parabel, die bei A und B in die Endtangenten einläuft, die Verbindungslinie berühren zu lassen.

Die erläuterte Konstruktion kommt besonders zur Anwendung beim Anschluß von Gestellteilen an die Fußplatte und bei Bockfüßen.

(Fig. 249 zeigt die Konstruktion für einen spitzen Winkel).

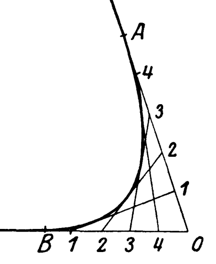


Fig. 249.

16. Wenn bei andersartigen Aufgaben die Achse der Parabel und der Parameter p oder der Brennpunktabstand vom Scheitel gegeben ist, benutzt man für die Verzeichnung des dem Scheitel nächstliegenden Teils zweckmäßig als Näherung den Krümmungskreis im Scheitel; sein Radius ist gleich dem Parameter p oder gleich dem doppelten Abstand des Brennpunktes vom Scheitel. Verzeichnung der Beschleunigungsparabel für das normale Schubkurbelgetriebe vgl. Anhang 8. Weiteres über die Verzeichnung der Parabel vgl. die verschiedenen Lehr- und Taschenbücher, insbesondere die Hütte.

Näherungsweise Verzeichnung der Sinoide.

17. Man benützt für die näherungsweise Verzeichnung zweckmäßig den Krümmungsradius im Scheitel und die Tangente in der Mitte (Fig. 250). Der Krümmungsradius im Scheitel ist

$$\varrho = \left(\frac{2}{\pi}\right)^2 b \frac{b}{r} \qquad \text{oder} \qquad \varrho = 0{,}405\, b \frac{b}{r}\,,$$

worin r der halbe Ausschlag, b die Darstellungsgröße von $\frac{\pi}{2}$ ist. Die Neigung der Tangente wird durch die Größe c oder $b - c$ ausgedrückt. Es ist

$$c = \frac{2}{\pi} b \qquad \text{oder} \qquad c = 0{,}636\, b\,.$$

Um sich den steigenden Nachbarwerten des Krümmungsradius im Scheitel und der Tangentenneigung in der Mitte besser anzupassen, mögen die Zahlenfaktoren 0,405 und 0,636 auf 0,5 bzw. $\frac{2}{3}$ erhöht werden und für die Verzeichnung gesetzt werden

$$\varrho = 0{,}5\, b \frac{b}{r}$$

$$\text{und} \qquad c = \frac{2}{3} b\,.$$

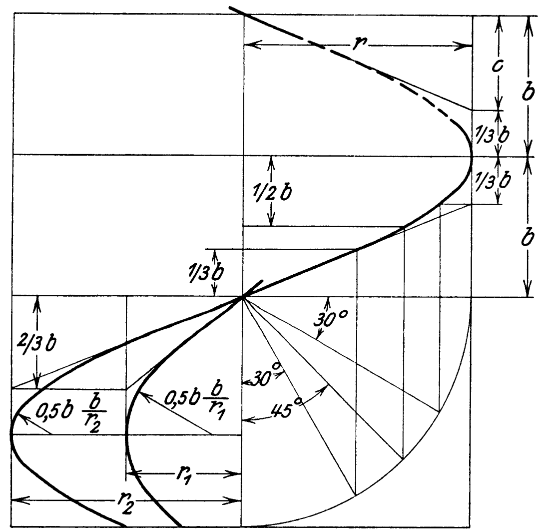


Fig. 250.

Wenn $b \geqq r$ ist, passen die vorstehenden Werte von ϱ und c nicht mehr recht; man nähere sich dann mehr den wahren Werten der Krümmungsradien und Tangentenrichtungen der Sinoide.

18. Die Sinoiden dienen vor allem zur Darstellung von harmonischen Schwingungen, wobei die Zeitachse in der Regel horizontal gelegt wird. Hier ist sie für die Anwendung als Raumdiagrammlinie der Verbunddampfmaschinen senkrecht gestellt. Mit Bezug auf diese Diagramme sei noch hervorgehoben, daß die Krümmungsradien der Hochdrucksinoide zur Niederdrucksinoide sich umgekehrt verhalten wie die Volumina, da b für beide gleich ist und r_1 und r_2 die halben Volumen darstellen (vgl. den unteren Teil der Fig. 250).

19. Die Kurven kann man unbedenklich bei den Raumdiagrammen und auch in vielen anderen Fällen auf $\frac{1}{3}$ durch die Tangenten und im Scheitel für einen Zentriwinkel von 2 mal (30 bis 40°) durch die Kreise ersetzen Bei kleinem $\frac{b}{r}$, wie es beim Raumdiagramm des NDZ vorkommt, werden noch einige Punkte für das zwischenliegende Stück zu ermitteln sein. Die Figur zeigt die Ermittlung von 3 Punkten. Bei großem $\frac{b}{r}$,

wie es beim Raumdiagramm des *HDZ* vorkommt, wird ein Zwischenpunkt bei 45° genügen (vgl. auch Anhang 17, Art. 42 bis 44).

Das Verfahren kann auch dazu dienen, die Projektionen von Schraubenlinien auf eine Bildebene parallel zur Schraubenachse zu verzeichnen, da diese Projektionen Sinoiden sind.

Anhang 12.

Wasserdampf.

Zusammenstellung von Formeln und Werten.

1. Es möge bezeichnen:

t die Temperatur des überhitzten Wasserdampfes in Celsiusgrad.

t_s die des gesättigten Wasserdampfes.

$t_u = t - t_s$ die Übertemperatur.

p den Druck in kg/cm² (at).

v das Volumen von 1 kg Dampf in m³ (spez. Volumen) in irgendeinem jeweils bestimmten Zustande (überhitzt oder naß, in letzterem Falle pro 1 kg Gemisch).

v_s das Volumen von 1 kg trockenen gesättigten Dampfes[1]) in m³.

σ das Volumen von 1 kg Wasser in m³ $= 0{,}001$.

γ das Gewicht von 1 Kubikmeter Dampf, Gemisch oder Wasser in kg. Es ist danach $\gamma = \frac{1}{v}$ bzw. $\gamma_s = \frac{1}{v_s}$

x die spez. Dampfmenge, d. h. die in 1 kg Gemisch enthaltene Reindampfmenge in Teilen der Einheit. (Also ist x für trockenen gesättigten Dampf gleich 1.)

$1 - x$ demgemäß die in 1 kg Gemisch enthaltene Wassermenge.

A das Wärmeäquivalent der Arbeit in WE pro kgm $= \frac{1}{427}$.

Spezifisches Volumen.

Von nassem Dampf (Gemischdampf)

$$v = xv_s + (1 - x)\,\sigma = xv_s + (1 - x)\,0{,}001$$

oder für die vorliegenden Zwecke genau genug

$$v = xv_s\,. \tag{1}$$

Von überhitztem Dampf.

Es gibt eine ganze Anzahl von Formeln für das spez. Volumen des überhitzten Dampfes (Zustandsgleichungen für überhitzten Dampf), deren Ergebnisse nicht genau übereinstimmen.

Fur viele Zwecke sehr bequem und recht genau ist eine ältere Formel von Weyrauch:

$$v = v_s + \frac{t - t_s}{100} \cdot \frac{0{,}51}{p} \qquad \text{oder} \qquad v = v_s + \frac{t_u}{100} \cdot \frac{0{,}51}{p}\,. \tag{2}$$

---

[1]) In den Dampftabellen der „Hütte" mit v'' bezeichnet.

Sie stützt sich auf Tabellenwerte, nämlich die dem Drucke p zugehörigen Werte v_s und t_s und eignet sich daher nicht für allgemeine analytische Untersuchungen, wohl aber für zahlenmäßige Berechnung von v. Das gleiche gilt von der nachstehenden noch einfacheren Formel des Verfassers (vgl. Führer S. 21), welche den Druck nicht oder doch nur mittelbar durch den dem Druck zugehörigen Wert des Sattdampfvolumens enthält

$$v = v_s\left(1 + \frac{t_u}{375}\right) \qquad \text{oder} \qquad v = v_s\left(1 + 0{,}267\,\frac{t_u}{100}\right). \tag{3}$$

Die Formel gibt von 2 at abs. aufwärts bis zu den höchsten bei Dampfmaschinen vorkommenden Drucken sehr gute Resultate. Unterhalb 2 at abs. ist sie bei höheren Überhitzungen weniger geeignet. Da jedoch hohe Überhitzung und niedriger Druck gleichzeitig wegen der bei der Expansion verrichteten Arbeit und der Abnahme des Wärmeinhaltes selten vorkommen und die Formel bei $t_u = 0$ in allen Druckgebieten genau ist, ist ihre praktische Geltung eine sehr weitgehende. Man kann den Faktor 0,267 zur noch besseren Anpassung an besonders häufig benutzte, wenig umfangreiche Gebiete abändern und für die einzelnen Gebiete Sonderkonstanten ermitteln.

Die zweite Schreibweise der Gleichung (3) zeigt unmittelbar, daß die Volumenvergrößerung durch die Überhitzung bei einer Übertemperatur von 100° für alle Drucke rund 27% des zugehörigen Sattdampfvolumens beträgt, was für Abschätzung der Volumenvergrößerung bequem ist

Die Formel von Mollier lautend

$$v = 47\,\frac{t + 273}{10\,000\,p} + 0{,}001 - \mathfrak{B} \tag{4}$$

ist ebenfalls für die Ausrechnung bequem, wenn man für die Werte $\mathfrak{B}$ Tabellen benutzt (vgl. Hütte, 22. und 23. Auflage, Bd. I, S. 420, Definition von $\mathfrak{B}$ S. 422).

Die einfache Gleichung von Linde-Tumlirz lautend

$$v = 47{,}1\,\frac{t + 273}{10\,000\,p} - 0{,}016 \tag{4a}$$

nimmt auf keine Tabellenwerte bezug und eignet sich daher für allgemeine analytische Untersuchungen. Sie liefert aber bei hohen Überhitzungen und hohen Drucken zu kleine Werte, auch liefert sie an der Grenzkurve Werte, die mit den Versuchswerten von v_s nicht recht übereinstimmen.

Gesamtwärme, Erzeugungswärme.

2. Es möge bezeichnen:

λ die Gesamtwärme oder die Erzeugungswärme von 1 kg trockenen gesättigten Dampfes aus Wasser von 0° C in WE.

q die Flüssigkeitswärme des Dampfes, roh angenähert gleich t_s.

r die Verdampfungswärme (latente Wärme) des Dampfes, $r = \lambda - q$.

c_p die (veränderliche) spez. Wärme des Dampfes bei konstantem Druck bei einer unendlich kleinen Wärmezufuhr (vgl. Art. 3).

c_m die mittlere spez. Wärme für einen bestimmten konstanten Druck innerhalb der Grenzen von der Sättigungstemperatur t_s bis zu der zu erreichenden Temperatur t (Mittelwertsbegriff vgl. Art. 3).

c einen rohen, festen Mittelwert für die spez. Wärme des Dampfes bei konstantem, aber beliebigem Druck (für die Temperatur- und Druckverhältnisse in Dampfturbinen gleich 0,53 zu setzen).

λ_t die zur Erzeugung von 1 kg überhitzten Dampfes von der Temperatur t aus Wasser von 0° erforderliche Wärmemenge in WE.

λ_x die zur Erzeugung von 1 kg nassen Dampfes aus Wasser von 0° erforderliche Wärmemenge in WE.

Es ist mit vorstehenden Bezeichnungen:

$$\lambda_t = \lambda + \int_{t_s}^{t} c_p dt \qquad \text{oder} \qquad \lambda_t = \lambda + c_m(t - t_s) \tag{5}$$

$$\text{oder roh: } \lambda_t = \lambda + 0{,}53\,(t - t_s) \tag{5a}$$

Mit Benutzung der untenstehenden Tabelle für die Sondermittelwerte c_m macht die genaue Berechnung keine größeren Schwierigkeiten als die mit dem Allgemeinmittelwert.

Das Glied $c_m(t - t_s)$ stellt bei der Dampferzeugung die dem Überhitzer zuzuführende Wärmemenge pro kg Dampf dar, wenn der Dampf trocken in den Überhitzer gelangt und auf die Temperatur t überhitzt werden soll, oder bei Abkühlung diejenige Wärmemenge, welche der Dampf unter konstantem Druck abgeben kann, ehe er in den Sättigungszustand gelangt.

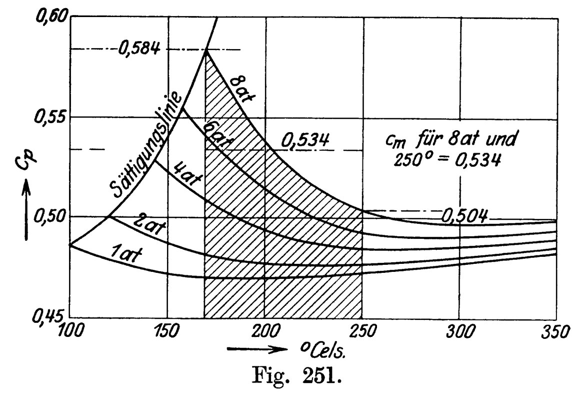


Fig. 251.

3. Für die spez. Wärme haben jetzt die durch die sog. Münchner Versuche festgestellten Werte (Heft 35 ÷ 36 der Forschungsarbeiten S. 109 u. ff. und Zeitschr. d. V. d. Ing. 1907, S. 128), welche neuerdings von Knoblauch und Winkhaus erweitert und verbessert wurden (Zeitschr. d. V. d. I. 1915, S. 376 und 400 ff.), die am weitesten gehende Anerkennung gefunden Für 8, 6, 4 und 2 at sind die Ergebnisse der letzteren Forschung (vorwiegend zum Zwecke der Erläuterung des Begriffs der mittleren spez. Wärme c_m und zur Kennzeichnung des allgemeinen Verlaufs der p-Linien) in Fig. 251 dargestellt. (Beachte, daß der Maßstab für c_p sehr groß ist und die Nullinie weit unterhalb der Figur liegt.)

Es ist nach der Figur z. B. für 8 at an der Sättigungslinie, d. h. bei einer Temperatur von 169°, die spez. Wärme $c_p = 0{,}584$; bei 250° für ebenfalls 8 at ist $c_p = 0{,}504$.

Man findet den Mittelwert z. B. für 8 at und das Überhitzungsgebiet von der Sättigungstemperatur bis 250°, indem man die in der Figur schraffierte Fläche planimetriert und die mittlere Höhe bildet. Die damit gefundene mittlere spez. Wärme c_m beträgt für das betrachtete Gebiet 0,534. Man müßte eigentlich das Gebiet bezeichnen, über welches sich der Mittelwert erstreckt, d. h. also im vorliegenden Falle von 169° bis 250°. Es ist aber seit Einführung der Münchner Ergebnisse üblich geworden, nur die obere Temperatur anzugeben und als selbstverständlich anzusehen, daß die untere Grenze die Sättigungstemperatur ist, im vorliegenden Falle

also von der mittleren spez. Wärme bei 250° zu sprechen. Die mittlere spez. Wärme bei der Temperatur t ist also definiert durch die Gleichung:

$$c_m(t - t_s) = \int_{t_s}^{t} c_p\,dt \qquad \text{oder} \qquad c_m = \frac{\int_{t_s}^{t} c_p\,dt}{t - t_s}. \tag{6}$$

Mit dieser Definition von c_m ist offenbar die Gleichung $\lambda_t = \lambda + c_m (t - t_s)$ keine Näherungsgleichung, sondern vollkommen korrekt.

Beachtenswert ist, daß die alte Regnaultsche Zahl 0,48 für die spez. Wärme, wie die Kurven erkennen lassen, bei 2 bis 3 at abs. für das ganze in Frage kommende Temperaturgebiet ziemlich gut stimmt.

Die Funktion $c_p = f(t)$ ist in einfacher analytischer Form nicht darstellbar, würde auch für jeden Druck eine andere Form oder doch andere Konstante haben; daher mußten die Mittelwerte in der angegebenen Weise durch Planimetrierung anstatt durch Integration ermittelt werden. Die nachstehende Tabelle gibt für diese Mittelwerte einen Auszug aus der Tabelle in der Zeitschr. d. V. d. I. 1915, S. 403.

Werte von c_{pm}.

	p =	1	2	4	6	8	10	12	14	16
	t_s =	99,1	119,6	142,9	158,1	169,6	179,1	187,1	194,2	200,5
	t_s	0,487	0,501	0,528	0,555	0,584	0,613	0,642	0,671	0,699
t =	120	0,483								
	140	0,480	0,496							
	160	0,478	0,491	0,521						
	200	0,475	0,486	0,509	0,534	0,561	0,590	0,623	0,660	
	240	0,474	0,484	0,501	0,519	0,538	0,558	0,580	0,605	0,631
	300	0,474	0,482	0,496	0,508	0,521	0,534	0,548	0,565	0,582
	360	0,477	0,483	0,494	0,504	0,514	0,524	0,535	0,548	0,560

4. Die Erzeugungswärme λ_x von **nassem** Dampf pro 1 kg Gemisch mit der spez. Dampfmenge x (oder dem Wassergehalt $1 - x$) ist:

$$\lambda_x = q + rx \qquad \text{oder} \qquad \lambda_x = (1 - x)\,q + x \cdot \lambda\,. \tag{7}$$

Wärmeinhalt.

5. Man könnte die Erzeugungswärme λ_x, λ, λ_t als Wärmeinhalt bezeichnen, weil diese Größen bei einem angegebenen Dampfzustand einen ganz bestimmten Wärmevorrat repräsentieren, der so lange erhalten bleibt, als der Zustand keine Änderung (durch Wärmezuführung, Wärmeentziehung, Reibung oder Arbeitsverrichtung) erfährt. Man versteht aber unter Wärmeinhalt seit Aufstellung des Mollierschen JS-Diagramms eine andere Größe, die aber nur sehr wenig von den Größen λ_x, λ, λ_t verschieden ist und ihnen daher meist gleichgesetzt wird, nämlich die Erzeugungswärme vermehrt um den Wärmewert der Einführungsarbeit des Speisewassers in den Kessel vom Druck $p = 0$ ab gerechnet, d. h. vermehrt um den Betrag: $10\,000\,Ap\,\sigma = 10\,000\,A\,p \cdot 0{,}001 = 10\,Ap$.

Für $p = 10$ at ist hiernach der Unterschied $\frac{100}{427} = 0{,}234$ WE. Wenn also der Wärmeinhalt i'' gemäß „Hütte" (22. und 23. Aufl. Teil 1, S. 417): $i'' = 666{,}1$ ist, so ist $\lambda = 666{,}1 - 0{,}234 = \infty\ 665{,}9$. Bei niedrigen Drucken ist der Unterschied noch geringer. Der wichtige Wert λ ist (leider) aus den

Tabellen in der „Hütte“ ganz verschwunden; er möge (für praktische Rechnungen genau genug) dem in den neueren Tabellen allein enthaltenen Wert i'' gleich gesetzt werden.

Die Einführung der vorstehenden Begriffsbestimmung des Wärmeinhaltes ist aus der Erwägung entsprungen, daß bei der Arbeitsverrichtung des Dampfes auch die dem Dampf durch Einführung des Wassers in die Kessel zugeführte Energie zur Verfügung steht.

Der Wärmeinhalt i des überhitzten Dampfes ist also genau:

$$i = i'' + c_m (t - t_s) \tag{8}$$

oder, wenn man sich auf Tabellen bezieht, welche λ enthalten:

$$i = \lambda + 10\,Ap + c_m (t - t_s) \tag{9}$$

oder für praktische Zwecke genau genug:

$$i = \lambda + c_m (t - t_s)\,. \tag{10}$$

Der Wärmeinhalt des nassen Dampfes ist:

$$i = q + rx + 10Ap\,, \tag{11}$$

oder für praktische Zwecke (wenigstens bei mäßigem Wassergehalt) genau genug:

$$i = \lambda_x \quad \text{oder} \quad i = q + xr\,. \tag{12}$$

Arbeitsfähigkeit des Dampfes.

6. Bei auslaufender, d. h. bis auf den Gegendruck p_2 reichender Expansion (vgl. Fig. 252) ist die von 1 kg Dampf geleistete Arbeit

$$L = -10\,000\int_{p_1}^{p_2} v\,dp \quad \text{oder} \quad L = +\,10\,000\int_{p_2}^{p_1} v\,dp\,.$$

Die Annahme der Integrationsgrenzen in der Reihenfolge der tatsächlichen Durchlaufung des Diagramms ergibt wegen des abnehmenden p negatives dp. Der Integralwert der ersten Gleichung ist also eine negative Größe. Geleistete Arbeiten werden aber üblicherweise positiv, verbrauchte negativ gerechnet. Bei der Expansion wird Arbeit geleistet, daher das negative Vorzeichen, um den Ausdruck bei negativem dp zu einem positiven zu machen. Die Umkehrung der Integrationsgrenzen führt auf die zweite Gleichung.

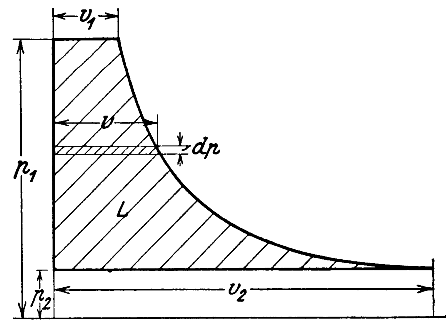


Fig. 252.

Wenn die Expansion nach dem Gesetz $pv^\varkappa = \text{const}$ oder, was dasselbe ist, nach dem Gesetz $pv^\varkappa = p_1 v_1^\varkappa$ erfolgt, worin p_1 und v_1 zwei zusammengehörige bekannte Werte sind, ergibt die Ausführung der Integration

$$L = 10\,000\,\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\,p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}\right], \tag{13}$$

$$\text{oder} \quad L = 10\,000\,\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\,p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\varkappa - 1}\right], \tag{14a}$$

$$\text{oder} \quad L = 10\,000\,\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\,(p_1 v_1 - p_2 v_2)\,. \tag{14b}$$

Mit Voraussetzung adiabatischer Expansion ergeben die vorstehenden Gleichungen die größte zwischen den gegebenen Druckgrenzen mögliche Arbeit von 1 kg Dampf. (Arbeitsfähigkeit zwischen zwei Druckgrenzen.) Für überhitzten Dampf gilt mit befriedigender Annäherung das Gesetz $p\,v^{\varkappa} = \text{const}$ mit einem Exponent $\varkappa = 1{,}3$, für gesättigten Dampf ebenso mit befriedigender Annäherung das Gesetz mit einem Exponent 1,135, wenn der Dampf bei Beginn der Expansion trocken war[1]).

Für die zahlenmäßige Berechnung der Arbeitsfähigkeit des Dampfes zwischen zwei Druckgrenzen benutzt man besondere Hilfsmittel. Diese bestehen in Tabellen oder graphischen Darstellungen. Von letzteren ist besonders das JS-Diagramm von Mollier (vgl. Anhang 13) und das Entropie-Temperaturdiagramm (TS-Diagramm) sehr geeignet.

Der Arbeitsvorgang mit auslaufender Expansion hat besonders für Dampfturbinen Bedeutung. Kolbendampfmaschinen arbeiten mit abgebrochener Expansion (mit Spannungsabfall wegen des beschränkten Volumens). Die Berechnung der theoretisch möglichen Arbeit ist hier umständlicher; vgl. hierzu Anhang 18. Zu beachten ist, daß dort das Integral $p\,dv$ statt $v\,dp$ gebildet ist und der Wert der Volldruckarbeit hinzugefügt ist[2]).

Eigenschaftstabelle des Wasserdampfes.

7. Die physikalischen, in der Hauptsache versuchsmäßig gefundenen Eigenschaften des trockenen gesättigten Wasserdampfes werden im allgemeinen durch Tabellen ausgedrückt, die kurz als Dampftabellen bezeichnet werden und in allen Taschenbüchern und Handbüchern des Maschineningenieurs enthalten sind. Die gebräuchlichsten waren bis vor einigen Jahren die von Zeuner. Sie sind jetzt durch die von Mollier (Neuere Tabellen und Diagramme für Wasserdampf Berlin 1906) und von Schüle (Zeitschr. d. V. d. I. 1911, S. 1506) ersetzt. Die Tabellen von Mollier und Schüle, von denen sich besonders die letzteren auf neuere Versuche stützen, weichen voneinander nur unerheblich ab und auch von der Zeunerschen nicht allzu viel. Die Tabellen von Mollier sind in das Taschenbuch der Hütte, die von Schüle in das Taschenbuch von Dubbel übergegangen. Vgl. auch die Fußnote S. 319.

Nachstehend ist ein kurzer Auszug aus den Mollierschen Tabellen gegeben:

Gebiet der Eintrittsdrucke:

p	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5
i''	669,7	668,9	668,1	667,1	666,1	664,9	663,5	662,0	660,2	658,1
v_s	0,145	0,156	0,168	0,182	0,199	0,220	0,246	0,279	0,322	0,382
γ_s	6,89	6,43	5,96	5,49	5,02	4,54	4,07	3,59	3,11	2,62
t_s	194,0	190,6	186,9	183,1	178,9	174,4	169,5	164,0	157,9	151,0

[1]) Wenn der Dampf bei der Expansion vom Überhitzungsgebiet ins Sättigungsgebiet übergeht, ändert sich der Exponent sprungweise, wodurch die Rechnung für diesen häufig vorkommenden Fall erschwert wird (vgl. hierüber Anhang 18, Art. 29).

[2]) Über die Verwendung des einen oder anderen Arbeitsvorganges als Vergleichsprozeß für Kolbendampfmaschinen vgl. u. a. den Aufsatz von Doerfel, Zeitschr. d. V. d. I. 1922, S. 84ff. mit Literaturangaben auf S. 86 unten.

Gebiet der Auspuffdrucke, Zwischendampfentnahmedrucke, Maschinengegendrucke für Heizdampf:

p	4,0	3,5	3,0	2,5	2,0	1,6	1,4	1,2	1,15	1,1	1,0
i''	655,4	653,8	652,0	649,9	647,2	644,7	643,1	641,3	(640,0)	640,7	639,3
v_s	0,471	0,534	0,616	0,731	0,901	1,110	1,257	1,452	(1,511)	1,575	1,722
γ_s	2,12	1,874	1,622	1,368	1,110	0,901	0,796	0,689	(0,662)	0,635	0,581
t_s	142,8	138,1	132,8	126,7	119,6	112,7	108,7	104,2	(103,3)	101,8	99,1

Gebiet der Kondensatordrucke:

p	0,3	0,25	0,22	0,21	0,20	0,15	0,12	0,1	0,08	0,06	0,04
i''	626,4	624,6	(623,3)	(622,8)	622,4	619,7	617,7	616,0	614,1	611,6	608,3
v_s	5,32	6,31	(7,09)	(7,48)	7,78	10,19	12,57	14,92	18,41	24,14	35,39
γ_s	0,188	0,159	(0,141)	(0,135)	0,129	0,098	0,080	0,067	0,054	0,041	0,028
t_s	68,7	64,6	(61,7)	(60,8)	59,8	53,7	49,2	45,6	41,3	36,0	28,8

Unter p sind überall die absoluten Drucke verstanden, auch beim Gebiet der Eintrittsdrucke und Gegendrucke.

Die eingeklammerten Werte sind durch lineare Interpolation zwischen Werten der Mollierschen Tabelle gefunden. Die Stellenzahl der Werte der Mollierschen Tabelle ist zum Teil um eine Stelle gekürzt.

Anhang 13.

Ableitung des Mollierschen *JS*-Diagramms aus dem *pv*-Diagramm.

1. Für die verständnisvolle Benutzung des *JS*-Diagramms[1]) ist es besonders für den Anfänger von Wert, einen möglichst unmittelbaren Zusammenhang mit dem für die Darstellung von Arbeiten so wichtigen *pv*-Diagramm erkenntnismäßig zu gewinnen. Es wird sich im nachfolgenden zeigen, daß der Entropiebegriff, der im Namen des Diagramms enthalten ist, für die Herleitung des Diagramms nicht erforderlich ist, ja daß eine proportionale Entropieteilung der Abszisse nicht einmal erforderlich ist, um mit dem Diagramm alle wichtigen Aufgaben zu lösen.

Für die Bestimmung der einzelnen Punkte der Tafel und die Verzeichnung der die Punkte verbindenden Iso-Linien ist die Entropie ein ausgezeichnetes Hilfsmittel, auch ist die proportionale Entropieteilung der Abszisse wegen des geradlinigen Verlaufs der Isobaren im Naßdampf-

---

[1]) Neue Diagramme zur technischen Wärmelehre von R. Mollier, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1904, S. 271, und Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf von R. Mollier, Berlin 1906. — Das *JS*-Diagramm hat durch Schüle, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1911 und in seinem Werk Technische Thermodynamik, 3. Aufl., Berlin 1917 auf Grund neuerer Versuche eine Neubearbeitung erfahren. Für den Übertritt in das Sättigungsgebiet zeigen beide Diagramme bei hoher Anfangsüberhitzung und adiabatischer Expansion merkliche Abweichungen. Für die hier zunächst in Frage kommende Arbeitsfähigkeit des Dampfes zwischen zwei Druckgrenzen sind die Unterschiede jedoch gering.

Während der Drucklegung erschienen die „Tabellen und Diagramme für Wasserdampf" von Knoblauch, Raisch und Hausen; München und Berlin 1923 (vgl. auch Anhang 18, Art. 33ff.).

gebiet sehr bequem. Es ist aber für die Benutzung fertiger Tafeln oder Tabellen nicht notwendig, ja oft für das Durchschauen der Zusammenhänge nicht einmal förderlich, sich die Hilfsmittel, welche zu einer möglichst bequemen und genauen Feststellung der Werte gedruckter Tafeln oder Tabellen benutzt wurden, jedesmal vor Augen zu halten. So braucht man z. B. nicht die rechnerischen Kunstgriffe zu kennen, die bei der Ausrechnung der Zahlenwerte der Logarithmentafel benutzt wurden, um sie mit Verständnis zu gebrauchen.

Die Entropie hat im JS-Diagramm, ganz im Gegensatz zum TS-Diagramm, doch nur die Bedeutung eines Verfahrenskunstgriffes bei der Aufstellung der Tafel (vgl. auch Art. 21).

Der wissenschaftlich gebildete Ingenieur muß sich natürlich mit dem, besonders im TS-Diagramm so fruchtbaren Entropiebegriff durchaus vertraut machen. Für die verständnisvolle Benutzung des JS-Diagramms ist es aber nach Kenntnisnahme der nachstehenden Ableitung und übungsweiser Ermittlung einiger Punkte des Diagramms mit Hilfe der Entropie[1]) vielleicht besser, nicht weiter an die Entropie zu denken. Die hier gewählte, von der Arbeit ausgehende und die Entropie nicht benutzende Ableitung des JS-Diagramms, hat neben der Unmittelbarkeit des Einblickes in den Zusammenhang zwischen dem pv- und JS-Diagramm noch den Vorteil, daß sie von dem Primären ausgeht; denn die Arbeit ist nun einmal das Primäre, die Veränderung des Wärmeinhaltes als Folge der Arbeitsverrichtung das Sekundäre.

2. Der Ableitung des JS-Diagramms möge eine Betrachtung einer besonderen Form der Funktionsdarstellung, die im JS-Diagramm mittelbar Anwendung gefunden hat, vorausgeschickt werden.

Die Hilfsmittel, deren sich der Ingenieur bedient, um nicht jede Rechnung selbst ganz durchführen zu müssen, sind dreierlei Art: die Zahlentabelle, die Kurventafel und die funktional geteilte Maßlinie, die als **Funktionsskala** bezeichnet werde. Mit diesem neuen Namen möge die in nachfolgendem näher besprochene Form der Funktionsdarstellung benannt werden.

Wie sich noch zeigen wird, kommen auch bei den Funktionsskalen Kurven vor, die jedoch in der Regel keine Funktionen darstellen, sondern nur zur Verbindung gleichartiger Teilpunkte mehrerer Funktionsskalen dienen. Tafeln mit solchen Kurven mögen nicht als Kurventafeln bezeichnet werden; vielmehr soll dieser Name ausschließlich für die Darstellung von Funktionen in Koordinaten reserviert bleiben.

3. Während bei der Funktionsdarstellung durch Kurven beide Veränderliche durch Längen (Koordinaten) ausgedrückt werden und mit Längenmaßstäben meßbar sind, wird in der Funktionsskala nur eine der beiden Veränderlichen, die als **Maßgröße** bezeichnet werden möge, durch Längen zur Darstellung gebracht. Die andere Veränderliche, die **Teilungsgröße** genannt werden möge, wird durch Teilpunkte (Teilstriche) mit Zahlenbeischriften auf der Linie der Maßgröße ausgedrückt.

Die Teilstriche werden so gesetzt, daß sie, vom Anfangspunkt der Maßgröße aus gerechnet, Längen gleich denjenigen Werten der Maßgröße abschneiden, welche den Beischriftwerten der Teilungsgröße zugehören.

---

[1]) A. Bantlin, Über das Aufzeichnen der Entropiediagramme des Wasserdampfes, Stuttgart 1921.

Um die Beischriften einfach zu gestalten und Unterteilungen ohne jedesmalige Beischrift zu den Teilstrichen der Unterteilung zu ermöglichen, wird die Teilungsgröße nur für glatte Teilwerte eingetragen.

4. Am deutlichsten wird die Darstellungsweise von Funktionen durch Funktionsskalen durch Ableitung einer Funktionsskala aus einer eine bestimmte Funktion in rechtwinkligen Koordinaten darstellenden Kurve.

Wählt man bei der durch Fig. 253 dargestellten Kurve die Abszissengröße x als Teilungsgröße, so hat man, von den glatten Teilpunkten der x-Achse ausgehend, mit Hilfe der Kurve die zugehörigen y aufzusuchen, wie das für $x = 3$ durch Pfeile angedeutet ist, und hat die x-Werte an die so gefundenen Teilpunkte auf der y-Achse anzuschreiben.

5. Die y-Linie wird dadurch zur Funktionsskala. Sie enthält neben der für gleiche Größenintervalle ungleichen x-Teilung noch die gleichmäßige y-Teilung. Die letztere bleibt am besten fort und wird durch einen besonderen an die Funktionsskala anlegbaren Maßstab ersetzt, weil die Funktionsskala dadurch an Klarheit gewinnt und es manchmal erwünscht ist, die Messung nicht vom Nullpunkt der x-Teilung, sondern von irgendwelchen anderen Punkten aus vorzunehmen.

Fig. 253.

Da die Beigabe besonderer anlegbarer Maßstäbe zu Druckwerken nicht wohl angängig ist, wähle man die Einheit der Maßgröße als glattes Vielfache eines gebräuchlichen Längenmaßstabes, der jedem zur Hand ist (Millimetermaßstab). Es ist dann nur erforderlich, zu der Funktionsskala eine den Maßstab der Maßgröße bezeichnende Notiz zu machen. So genügt die (in Fig. 253) rechts herausgezeichnete Funktionsskala allein (bei Einfügung einer hinreichend ausführlichen Unterteilung), um zusammengehörige Werte von y und x zu finden, wenn man noch angibt: 100 Maßgrößeneinheiten gleich 20 mm.

6. Wenn die darzustellende Funktion in der entwickelten Form $y = f(x)$ gegeben ist, wird man die unabhängige Veränderliche x als Teilungsgröße, die abhängige Veränderliche y als Maßgröße wählen. Man berechne für eine Reihe glatter Werte von x die zugehörigen Werte von y, wähle die Einheitslänge (Darstellungsgröße) für die Maßgröße y und trage die berechneten Werte von y als Längen von einem festen Anfangspunkt aus in dem angenommenen Maßstab ab. Die Zahlenwerte von x, für welche die einzelnen y berechnet sind, setze man als Beischrift zu den gefundenen Teilpunkten[1]).

7. Eine der bekanntesten Funktionsskalen ist der Rechenschieber mit dem Logarithmus als Maßgröße, dem Numerus als Teilungsgröße. Die Logarithmentafel enthält den Numerus in glatten Zahlenwerten, so daß die Logarithmentafel unmittelbar für die Rechenschieberteilung benutzt werden kann.

[1]) Auf diese Weise ist z. B. die Funktionsskala S. 424 für die Maßgröße $\frac{\beta}{\varepsilon}$ und die Teilungsgröße ε entstanden. Bezeichnet man $\frac{\beta}{\varepsilon}$ mit y, so lautet die Gleichung, welche durch die Funktionsskala ausgedrückt ist:

$$y = \frac{8{,}41}{\varepsilon} - \frac{7{,}41}{\varepsilon^{1{,}135}}.$$

Die Teilung ist für die berechneten Werte auf der Teilmaschine vorgenommen.

Die Einheit der Maßgröße ist bei den üblichen Rechenschiebern gleich 250 mm. Man kann hiermit auf einem Rechenschieber auch den Logarithmus einer gegebenen Zahl ablesen. Mißt man mit einem Millimetermaßstab auf dem Rechenschieber vom Anfangsupnkt, z. B. bis zum Teilpunkt 3, so findet man die Länge 119,1 mm. Diese Länge dividiert (gemessen) durch die Einheit (250) ergibt 0,477 oder den Logarithmus von 3.

8. Das Prinzip der Funktionsskala ist also schon lange bekannt[1]), wird aber noch viel zu wenig in der Literatur benutzt. Die Funktionsskala ist für den praktischen Gebrauch ungleich geeigneter als die Kurventafel, die entweder auf fein quadriertem Papier aufgetragen sein muß oder das Anlegen von Schiebedreiecken und Ziehen von Übertragungslinien notwendig macht. Ein großer Vorzug der Funktionsskalengruppen ist noch die außerordentlich einfache Interpolierbarkeit weiterer Skalen, wie sie im Art. 17 in bezug auf das JS-Diagramm näher erläutert ist. Die Kurventafel ist vor allem für die Veranschaulichung des Verlaufs einer Funktion (der bei der Funktionsskala nicht so gut zum Ausdruck kommt) geeignet, weniger zum praktischen Rechnen[2]).

9. Wenn die Maßgröße y eine Funktion mehrerer Veränderlicher, die zueinander in Beziehung stehen, ist, und die Gleichungen lauten

$$y = f(x); \quad y = \varphi(z); \quad y = F(t),$$

so können an einer Maßlinie mehrere Funktionsskalen angebracht werden. Unterscheidung der Skalen durch verschiedene Farben oder durch die Richtung der Teilstriche gegen die Maßlinie, oder bei nur zwei Skalen durch Anbringung der Skalen auf beiden Seiten der Maßlinie. Zuviel Skalen an einer Maßlinie machen die Darstellung unübersichtlich.

Das JS-Diagramm als eine Reihe von Funktionsskalen.

10. Die Arbeit L, welche geleistet wird, wenn Gase oder Dämpfe in eine Maschine mit dem Anfangsdruck p_a eintreten und auf den Gegendruck p_e expandieren (auslaufende Expansion) ist nach Anhang 12, Art. 6 $L = 10\,000 \int_{p_e}^{p_a} v\,dp$. Wenn p_a und p_e in kg/cm², das spez. Volumen v in m³/kg eingeführt wird, ist dies die Arbeit von 1 kg Treibstoff.

Wenn jetzt die Integrationsgrenze p_e veränderlich angenommen wird, so ist auch L veränderlich, und man erhält die verschieden großen Arbeiten, die geleistet werden, wenn man von einem Anfangsdruck p_a den Treibstoff verschieden weit expandieren läßt. Die Funktion werde jetzt durch eine Funktionsskala dargestellt, in welcher p_e Teilungsgröße, L Maßgröße im Sinne der voraufgegangenen Erläuterungen ist. Man findet dann die Arbeit einfach mittels eines Maßstabes, indem man die zwischen dem Anfangsdruck bis zu dem fraglichen Gegendruck liegende Länge ausmißt. Umgekehrt kann man unter Anlegung einer bestimmten, eine geforderte

---

[1]) Auch die sogenannte Nomographie steht dem erläuterten Verfahren nahe.

[2]) Die Vorzüge von Funktionsskalen und ganzer Gruppen derselben bestehen lediglich für die Benutzung derselben, wenn sie fertig in einem Druckwerk vorliegen. Die Herstellung derselben ist meist umständlicher als die von Kurventafeln und muß im allgemeinen mit der Teilmaschine auf Grund zahlreicher Rechnungswerte erfolgen, während die Darstellung der Funktionen durch Kurven die Interpolation zwischen weitläufigen Rechnungswerten mittels Kurvenlinealen gestattet.

Arbeit L darstellende Länge auch finden, bis zu welchem Druck man auslaufend expandieren muß, um die geforderte Arbeit zu erhalten.

Es ist hierbei noch nicht vorausgesetzt, daß die Expansion adiabatisch erfolgt, sondern es kann während der Expansion auch Wärme zu- oder abgeführt sein, was durch das der Zu- oder Abführung entsprechende Gesetz $v = f(p)$ in dem Integralwert zum Ausdruck kommt[1]).

11. Wenn jetzt vorausgesetzt wird, daß die Expansion adiabatisch und ohne Reibungsverluste erfolgt, so erhält man eine „adiabatische Druckteilung" mit der Arbeit als Maßgröße.

In Fig. 254 rechts ist zunächst das pv-Diagramm für adiabatisch von dem Anfangszustand 10 at und 300° expandierenden Wasserdampf dargestellt. Es ist dann (nicht ganz hierher gehörig, sondern mehr zur weiteren Erläuterung des Begriffs der Funktionsskala) die Funktion $v = f(p)$ mit v als Maßgröße, p als Teilungsgröße einer Funktionsskala entwickelt. Die Gleichteilung für die v ist auf der Abszissenachse durch nach oben gerichtete Teilstriche ausgeführt, während die Teilstriche für die ungleiche

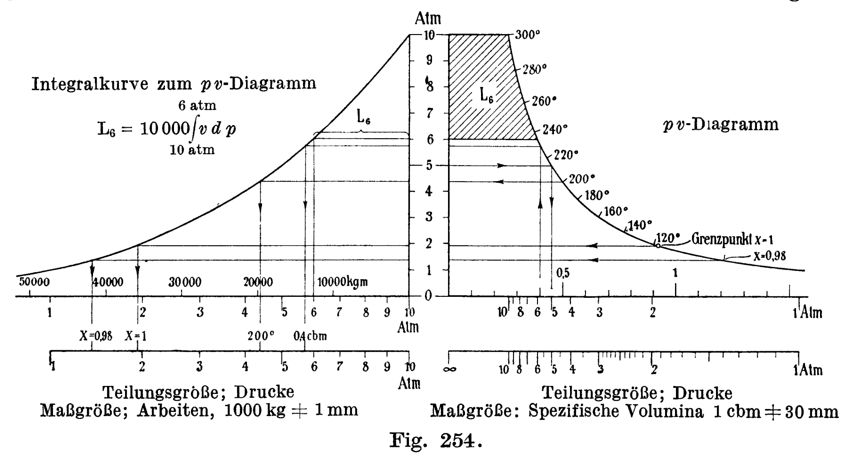


Fig. 254.

p-Teilung nach unten gerichtet sind. Für 5 at ist die Aufsuchung des Teilungspunktes 5 auf der horizontalen v-Linie durch einen Linienzug dargestellt: Von dem Punkt 5 auf der senkrechten Atmosphärenlinie geht man zur pv-Kurve horizontal herüber und dann senkrecht zur v-Linie herab; die Linie trifft die Abszissenachse zwischen 0,4 und 0,5 cbm. Auf die gleiche Weise kann man sich die anderen (nach unten gerichteten) p-Teilstriche auf der v-Linie gefunden denken.

Die v-Teilung kann dann wieder fortgelassen werden, wenn man eine Angabe des v-Maßstabes zu der Funktionsskala setzt, wie das in der unten herausgezeichneten und mit einer ausführlicheren p-Teilung versehenen Funktionsskala geschehen ist.

Es ersetzt diese Skala das darüber stehende pv-Diagramm vollständig, soweit letzteres nur die Beziehung zwischen p und v darstellt.

Da das pv-Diagramm nicht nur die Beziehung zwischen p und v, sondern in den Flächen auch noch die Arbeiten darstellt, so eignet es sich weniger

[1]) Im Führer des Maschinisten sind auf S. 1295 einige Funktionsskalen dargestellt, von denen die beiden letzten mit einem Arbeitsmaßstab 1000 kgm gleich 1 mm zur Voraussetzung haben, daß während der Expansion Arbeit vernichtet wird und die entstehende Reibungswärme dem Dampf zugeführt wird.

zur Darstellung durch eine einfache Funktionsskala, indem die Arbeitsdarstellung damit verloren geht.

12. Die linke Seite der Fig. 254 zeigt dann die Entstehung der Funktionsskala für die Arbeit als Funktion des Expansionsdruckes, wie sie oben allgemein erläutert wurde. Für einen Anfangsdruck von 10 at ist zunächst die Integralkurve des pv-Diagramms gezeichnet und die Entstehung eines Punktes derselben für den Expansionsenddruck $p_e = 6$ at näher erläutert: Die schräg schraffierte Fläche im pv-Diagramm stellt die zwischen den Druckgrenzen $p = 10$ und $p = 6$ geleistete Arbeit L_6 dar. Den Flächenwert dieser Arbeit trägt man in irgendeinem geeignet scheinenden Maßstab als Länge senkrecht zur p-Achse in 6 auf (Fig. 254 links). In gleicher Weise kann man für andere Enddrucke und den gleichen Ausgangsdruck $p_1 = 10$ at die Arbeit bestimmen und als Länge in demselben Maßstab auftragen. Der Maßstab für L ist in Fig. 254 so gewählt, daß 1 mm eine Arbeit von 1000 kgm darstellt, geleistet von 1 kg Dampf bei adiabatischer Expansion.

Die vorstehende Erläuterung führt zunächst auf die Darstellung der Funktion $L = f(p_e)$ durch eine Kurve. Man gelangt von ihr aus durch das eingangs erläuterte Verfahren zur Funktionsskala. Man geht von den Teilpunkten der Drucke auf der Ordinatenachse horizontal herüber bis zur Integralkurve der Arbeiten und von dort senkrecht herab zur Abszissenachse, an welche dann an den gefundenen Punkten die Zahlen für die zugehörigen Drucke p_e angeschrieben sind 1, 2 . . . 6 . . . 10 . Der Linienzug ist nur für $p_e = 6$ gezeichnet; die anderen (mit Pfeilen versehenen Linienzüge dienen einer späteren Erläuterung). Die Teilstriche für die gleichmäßige Arbeitsteilung sind auf der Abszissenachse nach oben, die Teilstriche für die ungleichmäßige Druckteilung nach unten gerichtet.

Unter das Diagramm ist dann die Funktionsskala $L = f(p)$ ohne die gleichmäßige L-Teilung, welche durch die Maßstabsbeischrift ersetzt ist, noch einmal aufgetragen. Die nach oben gerichteten Teilstriche lasse man zunächst außer acht. Will man die Arbeit finden, welche 1 kg Dampf verrichtet, z. B. von 10 at an bis 3 at bei der angenommenen Anfangstemperatur von 300°, so mißt man von 10 at auf der horizontalen Funktionsskala bis 3 at, findet 27,6 mm entsprechend 27 600 kgm; oder will man wissen, bis zu welchem Druck der Dampf expandieren muß, um 30 000 kgm zu leisten, so mißt man 30 mm ab und kommt auf 2,6 at. Für die Interpolation nach Augenmaß sind noch weitere Zwischenpunkte erforderlich, die bei der Figur fortgelassen sind.

13. Gemäß Art. 9 kann man noch die **Funktionen anderer** interessierender **Größen durch Funktionsskalen an derselben Maßlinie** darstellen, womit dann nicht nur die **Beziehung** der verschiedenen Teilungsgrößen zur Maßgröße, sondern auch **der Teilungsgrößen untereinander** ausgedrückt wird. So könnte man z. B. eine Volumenteilung anbringen. Wie ein solcher Volumenteilpunkt graphisch gefunden werden kann, ist in Fig. 254 durch einen Linienzug für 0,4 cbm gezeigt: Von dem Teilpunkt auf der Basis der Volumina im pv-Diagramm geht man herauf nach der pv-Kurve, von da aus horizontal herüber nach der pL-Kurve, von da senkrecht herab nach der Funktionsskala, in welcher der Punkt durch die Anschrift 0,4 cbm gekennzeichnet wird.

Weiter interessieren noch die Temperatur t im Überhitzungsgebiet und die Dampfnässe $(1 - x)$ oder die spez. Dampfmenge x im Naßdampf-

gebiet[1]) und schließlich der Wärmeinhalt i. Die Temperaturen und spez. Dampfmengen sind, um den Vorgang zu verdeutlichen, an die mit entsprechenden Marken versehene pv-Linie herangeschrieben. Je ein Punkt ($t = 200°$, $x = 0{,}98$ sowie der Grenzpunkt $x = 1$) ist in die Funktionsskala links unten herübergenommen.

14. Genauer werden die verschiedenen Teilungen, auch die p-Teilung, rechnerisch aus den mathematisch-physikalischen Beziehungen zwischen diesen Größen gefunden. Zweck der vorstehenden Darlegung ist ja aber, nicht zu zeigen, wie das JS-Diagramm möglichst genau und in einfachster Weise aufgetragen wird, sondern das Verständnis für die Zusammenhänge zwischen den einzelnen Größen und für die Benutzung der fertig gedruckten Tafel zu vermitteln (Art. 1 Schluß und Art. 21).

15. Die Teilung für den Wärmeinhalt i ist eine gleichmäßige, weil der Wärmeinhalt um das Wämeäquivalent der geleisteten Arbeit abnimmt und die Arbeit Maßgröße ist. Man kann also, da hiermit auch der Wärmeinhalt zur Maßgröße wird, auch die i-Teilung fortlassen und einen besonderen Maßstab für die Wärmeinhalte benutzen, oder die Umrechnung der geleisteten Arbeiten durch Division mit 427 vornehmen. Nur muß man auf der Funktionsskala, im Gegensatz zu der fortgelassenen Arbeitsteilung, wenigstens einen Punkt mit Angabe des Wärmeinhalts, z. B. für $i = 700$, bezeichnen.

Notwendigkeit mehrerer Funktionsskalen, Lage derselben zueinander.

16. Die Funktionsskala Fig. 254 mit L als Maßgröße stellt nur für eine ganz bestimmte Serie von Anfangszuständen die Beziehung zwischen Expansionsdruck und adiabatischer Arbeit dar. Für den Anfangsdruck von 10 at gilt die Skala nur mit der gleichzeitigen Anfangstemperatur von 300°, die willkürlich dem Entwurf der Fig. 254 zugrunde gelegt wurde. Für andere Anfangsdrucke gilt sie nur in Verbindung mit denjenigen Anfangstemperaturen, welche sich bei einer gedachten vorausgegangenen adiabatischen Arbeit von dem Zustande $p = 10$ at, $t = 300°$ ergeben. So z. B. für den Anfangsdruck von 8 at in Verbindung mit einer Anfangstemperatur von 271°.

Es können aber jedem Druck, von der Sättigungstemperatur ab aufwärts, unendlich viele Temperaturen zugehören, je nach der Überhitzung; daher ist für den praktischen Gebrauch die Aufstellung einer größeren Zahl von Funktionsskalen erforderlich, zwischen welchen dann noch weitere interpoliert werden können. Man wird die Funktionsskalen parallel nebeneinander anordnen und die gleichbenannten Teilpunkte miteinander verbinden.

17. Die **Verbindungslinien** haben einen mehrfachen Zweck: Einmal wird durch dieselben die jedesmalige Anschrift der zugehörigen Zahl an jede Funktionsskala vermieden; es genügt, dieselbe ein- oder zweimal an die Verbindungslinie anzuschreiben; ferner gestatten sie, indem man auf der Verbindungslinie (Linie gleichen Druckes, gleicher Temperatur, gleichen Wärmeinhalts) entlang wandert, zu einem neuen Dampfzustande überzugehen, in welchem nur die Wanderungsgröße unverändert bleibt.

[1]) Die Eintragung der Temperatur kann im Naßdampfgebiet wegen der festen Beziehung $t = f(p)$, die jeder Dampftabelle entnommen werden kann oder auch durch eine besondere Skala ausgedrückt werden kann, entbehrt werden.

Eine sehr wichtige Eigenschaft der mit Verbindungslinien zusammengehöriger Teilpunkte versehener Funktionsskalengruppen ist die **Möglichkeit, weitere Funktionsskalen** in einfachster Weise **interpolieren zu können:** Man zieht zwischen zwei benachbarten Funktionsskalen eine Gerade, deren Richtung der der anderen Funktionsskalen entspricht (beim JS-Diagramm eine Senkrechte), und erhält durch die Schnittpunkte der Verbindungslinien mit dieser Geraden ohne weiteres die neue Teilung. Dies ist ein allgemeiner Vorteil von Funktionsskalengruppen gegenüber Kurvenschartafeln, bei welchen neue Kurven interpoliert werden müssen.

Von diesem einfachen Interpolationsverfahren wird bei dem praktischen Gebrauch des JS-Diagramms in ausgedehntestem Maße Gebrauch gemacht.

18. Es ist üblich, die Funktionsskalen bei thermodynamischen Vorgängen senkrecht zustellen. In Fig. 255 ist zunächst die Funktionsskala $L = f(p)$ aus Fig. 254 entnommen und mit dem Anfangsdruck nach oben senkrecht aufgestellt; links daneben ist eine Funktionsskala mit dem Anfangszustand $p = 10$ at, $t = 250°$, und rechts daneben eine solche mit dem Anfangszustand $p = 10$ at, $t = 350°$ gesetzt.

In der gegenseitigen Höhenlage sowohl wie in dem gegenseitigen Abstande der Funktionsskalen ist man vollständig frei. Man wird diese Freiheit dazu benutzen, den einzelnen Verbindungslinien eine möglichst einfache Form zu geben, weil um so weniger Rechnungswerte erforderlich sind, je glatter die Verbindungslinien verlaufen.

Die gegenseitige Höhenlage und der gegenseitige Abstand der erwähnten 3 Funktionsskalen ist in Fig. 255 zunächst ganz beliebig gewählt. Es sind dann die Punkte gleichen Drucks miteinander verbunden und außerdem die Verbindungslinien der Punkte gleichen Wärmeinhalts auf den Funktionsskalen für $i = 650$ und $i = 700$ gezogen.

19. Sämtliche i-Linien sind, welches auch immer die gegenseitige Höhenlage der verschiedenen Funktionsskalen und ihr gegenseitiger Abstand sein mag, einander kongruent und nur parallel gegeneinander in der Skalenmeßrichtung verschoben, weil die Abnahme des Wärmeinhalts proportional der verrichteten Arbeit ist und diese in allen Funktionsskalen in gleichem Maßstabe als Maßgröße enthalten ist.

20. Über den Verlauf zweier Verbindungslinien kann man durch entsprechende Wahl der gegenseitigen Höhenlagen und der gegenseitigen Abstände verfügen. Man kann z. B. die Bestimmung treffen, daß die 5-Atmosphären-Linie eine horizontale Gerade wird, indem man die Höhenlage der noch in beliebigem Abstande belassenen Funktionsskalen so wählt, daß die 5-Atmosphären-Punkte auf einer Horizontalen liegen (Fig. 256).

Alsdann kann man durch Veränderung der Abstände der einzelnen Skalen einer anderen Bedingung genügen, z. B. der, daß die i-Linie für 700-WE eine Gerade wird, indem man die einzelnen Funktionsskalen mit dem 5-Atmosphären-Punkt so auf der 5-Atmosphären-Linie verschiebt, daß die i-Linie für $i = 700$ eine Gerade wird. Wenn eine i-Linie eine Gerade ist, sind alle anderen i-Linien ebenfalls Gerade, und zwar zueinander parallele Gerade, was aus der oben bewiesenen Kongruenz der i-Linien folgt.

In Fig. 257 ist noch an der willkürlichen Forderung festgehalten, daß die 5-Atmosphären-Linie eine horizontale Gerade ist. Man kann aber auch,

ohne zunächst eine Bestimmung über den Verlauf einer p-Linie zu treffen, über den Verlauf der i-Linien verfügen und z. B. die Forderung stellen, daß sie gerade und horizontal sein sollen, und danach die gegenseitige Höhenlage der Funktionsskalen einrichten; dann kann man für irgendeine andere Linie, etwa für p-Linie, noch die Bedingung erfüllen, daß sie eine Gerade sein soll, indem man den gegenseitigen Abstand der Funktionsskalen entsprechend wählt.

21. Die vorstehend erörterten Möglichkeiten für die gegenseitige Lage der Funktionsskalen ergeben zum Teil eine ganz wilde Entropieteilung der Abszisse, ohne daß dadurch die Anwendbarkeit und die Art der Benutzung für die verschiedenen bei Dampfturbinen und Kolbendampfmaschinen vorkommenden Aufgaben sich irgendwie ändert. Es geht daraus hervor, daß die proportionale Entropieteilung für das Wesen des Diagramms bedeutungslos ist und lediglich eine einfache Berechnung der

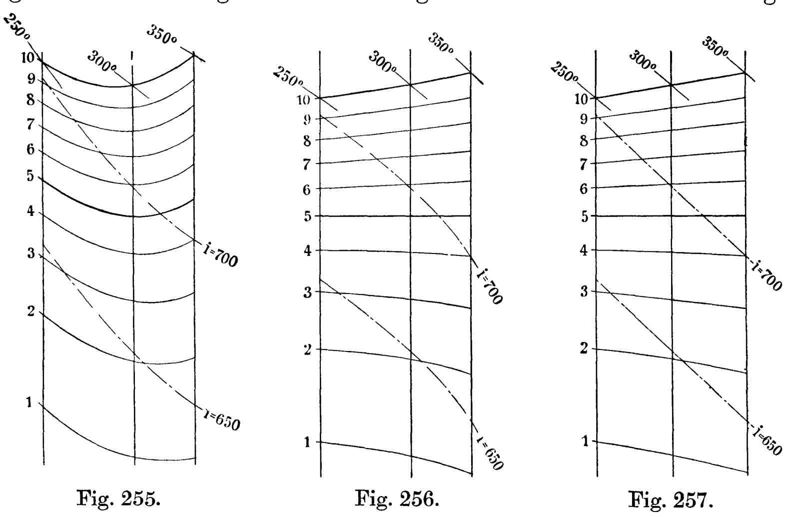


Fig. 255. Fig. 256. Fig. 257.

Tafelpunkte und leichte Verzeichnung der Diagrammlinien ermöglicht. Bemerkenswert ist, daß die p-Linien bei proportionaler Entropieteilung der Abszisse im Naßdampfgebiet gerade Linien werden.

22. Das JS-Diagramm wird vielfach noch mit Linien gleichen Volumens versehen (Stodola, Bantlin). In den Tafeln von Mollier und Schüle fehlen sie. Sie sind für manche Zwecke recht bequem, doch stören sie durch die Überlastung der Tafel mit Linien etwas die Übersicht. Wenn die v-Linien fehlen, kann man die spez. Volumina für bestimmte Punkte der Tafel sehr leicht aus dem abgelesenen Druck und der abgelesenen Temperatur, oder im Naßdampfgebiet aus dem Druck und der spez. Dampfmenge, berechnen, wofür die Formeln (2) bzw. (1) des Anhanges 12 empfohlen seien. Es kann freilich auch die Aufgabe vorkommen, daß der Zustand bei Expansion auf ein gegebenes spez. Endvolumen bestimmt werden soll. Dafür sind die v-Linien dann wertvoll. Die Aufgabe kann eher bei Kolbendampfmaschinen als bei Dampfturbinen vorkommen.

23. Der von Mollier eingeführte **Maßstab** für die Arbeiten und Wärmeinhalte ist 427 kgm = 1 mm bzw. 1 WE = 1 mm. Nur infolge dieser (auch von anderen Autoren allgemein übernommenen) Maßstabswahl

ist die Rechnung in Wärmewerten bequemer und daher auch gebräuchlicher als die in Arbeitswerten.

Bei den bei Dampfturbinen praktisch vorkommenden Rechnungen kommt man nur selten in die Lage, die Wärmeinhalte zahlenmäßig feststellen zu müssen. Da die Veränderungen des Zustandes des Dampfes lediglich die Folge der geleisteten oder verbrauchten Arbeiten sind, sollte man auch von ihm ausgehen und bei dem üblichen Maßstab die Zahl 427 bei der Rechnung zunächst lediglich als Maßstabsgröße für die Arbeiten ansehen, deren Darstellung durch eine Länge schon deshalb besonders anschaulich ist, weil es sich um die Arbeit eines Kilogramms Dampf handelt, die Dimension also kgm/kg, d. h. eine Länge in Metern, ist.

Der Längen- oder Höhenmaßstab ist also $\frac{1}{427000}$ oder $\frac{1}{427}$, letzteres wenn man Meter für Millimeter setzt.

Der Umweg über die Wärmeinhalte bei der Strömung in Überdruckkanälen mit der (leider) allgemein üblichen Formel $c_0 = 91{,}5\sqrt{i_1 - i_2}$ ist in seinen Zusammenhängen geradezu irreleitend. Statt dessen sollte die natürliche Formel $c_0 = \sqrt{2gh}$ benutzt werden, in der h das Gefälle in Metern ist. Es fällt z. B. doch niemanden ein, die Leistung einer zu entwerfenden Kolbendampfmaschine aus dem Unterschied der Wärmeinhalte des Kessel- und Kondensatordampfes zu berechnen oder bei zweistufigen Dampfmaschinen aus dem Unterschied der Wärmeinhalte von Kesseldampf und Aufnehmerdampf.

24. Bezeichnet man die Maßstabskonstante für die Gefälle oder Arbeiten mit ε und die Darstellungsgröße von h mit h', so ist $h = \varepsilon h'$. Bei dem üblichen Maßstab ist $\varepsilon = 427000$ oder, wenn man Meter für Millimeter setzt $\varepsilon = 427$. (In den beiden kleinen, diesem Werk beigegebenen Tafeln (S. 429 und am Ende des Werkes) ist $\varepsilon = 1000000$ bzw. 1000, oder auch 1000 kgm = 1 mm.) Es hätte die Einführung eines Maßstabes $\varepsilon = 500$ statt 427 für die größere Tafel manches für sich.

Selbst für die Eintragung der durch die Strömungsreibung verlorenen Gefälle in das *JS*-Diagramm ist es bei Dampfturbinen nicht erforderlich, auf die Wärme zurückzugreifen. Man findet mit der üblichen Bedeutung von c_0, w, φ und ψ die Darstellungsgröße h'_w des verlorenen Gefälles in Überdruckkanälen (Düsen)

$$h_w = \frac{1}{\varepsilon}(1 - \varphi^2)\frac{c_0{}^2}{2g} \text{ und in Gleichdruckkanälen } h'_w = \frac{1}{\varepsilon}\,(1 - \psi^2)\,\frac{w^2}{2g}\,.$$

Bei dem oben empfohlenen glatten Maßstab $\varepsilon = 500$ hat man die rechte Seite der Gleichung mit $\frac{2}{1000}$ zu multiplizieren und findet damit den durch die Reibung bedingten neuen Zustand, genau so, wie bei der Beziehung auf die Wärme, welches auch immer der Maßstab des Diagramms sei, d. h. man steigt um die Darstellungsgröße h'_w des verlorenen Gefälles h_w aufwärts.

Freilich hat ja bei diesem Vorgang die Feststellung der durch die Reibung entwickelten Wärme, wenigstens in Gleichdruckkanälen, immerhin ein gewisses Interesse, sie läßt sich ja aber leicht mit dem Wärmeäquivalent berechnen oder, indem man h'_w auf einem beigegebenen Wärmemaßstab ausmißt, finden.

Anhang 14.

Festlegung der Begriffe Füllung und Eintrittsdruck.

1. Es ist zweckmäßig, beim Entwurf des Dampfdiagramms und auch bei der vergleichenden wirtschaftlichen Beurteilung desselben nicht von der durch die Steuerung unmittelbar bestimmten „Abschlußfüllung" auszugehen, sondern von einem noch näher zu bestimmenden Punkt der rückwärts verlängerten Expansionslinie.

In Fig. 258 bedeutet s_a den Kolbenweg bis zum Abschluß des Dampfeintrittes durch die Steuerung. Die beim Entwurf schätzungsweise zu zeichnende Eintrittslinie mündet bei C in die hier beginnende Expansionslinie ein. Wenn man die Eintrittslinie unter Innehaltung des Füllungsweges s_a anders schätzt, so wird sich der Punkt C auf der Linie AB verschieben. Mit einer solchen Verschiebung ist aber eine veränderte Annahme über die arbeitende Dampfmenge verknüpft.

Nun ist aber gerade das Verhältnis der eingelassenen Dampfgewichtsmenge zum Hubvolumen des Zylinders der für die Wahl der Füllung maßgebende Faktor, und dieser wird von der Unsicherheit in der Schätzung der Drosselung stark berührt, wenn man bei Wahl der Füllung sich auf die Abschlußfüllung bezieht.

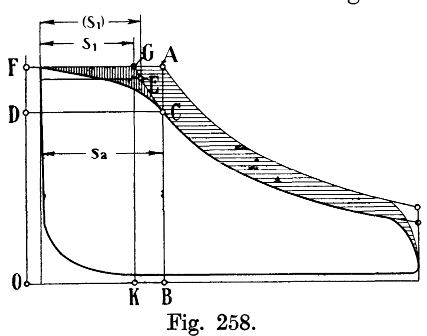


Fig. 258.

Deshalb ist es zweckmäßig, den Füllungsbegriff so festzulegen, daß durch Angabe der Füllung das in die Maschine sichtbar eingelassene Dampfgewicht (wenigstens roh angenähert) unabhängig von der Drosselung, festgelegt wird.

Die Kurve gleicher Dampfgewichtsmenge fällt auf kurze Längen ziemlich gut mit der rückwärts verlängerten Expansionslinie zusammen. Deshalb sollte der Punkt C bei anderer Einschätzung der Drosselung oder bei Wahl anderer Querschnitte und Abschlußverhältnisse der Steuerung auf der Linie gleicher Dampfgewichte CEG, anstatt auf der Linie gleicher Dampfräume BCA, verschoben werden[1]). Man geht also beim Entwurf des Arbeitsdiagramms für die Normalleistung zweckmäßig von der Expansionslinie aus, deren Lage man nach bestimmten Grundsätzen wählt. Zur Festlegung der Expansionslinie ist, wenn das Expansionsgesetz angenommen ist, die Festlegung eines Punktes durch seine beiden Koordinaten erforderlich.

Die Abszisse dieses Punktes auf der rückwärts verlängerten Expansionslinie CEG werde nach Abzug des schädlichen Raumes **ideelle Füllung** oder auch **rückverlegte** Füllung genannt, der zugehörige Druck werde vorerst **Füllungsbezugsdruck** genannt. Der Unterschied zwischen Abschlußfüllung und ideeller Füllung werde **Füllungszuschlag** genannt und mit t bezeichnet; Füllungszuschlag deswegen, weil bei dem hier gewählten Verfahren zunächst die ideelle Füllung gewählt und die Abschlußfüllung durch Hinzufügung des geschätzten t gefunden wird.

[1]) Vgl. über den Unterschied des Einflusses der Drosselung auf die Dampfzufuhr und die Arbeitsvernichtung auch „Führer", S. 1063 bis 1065.

2. Ohne zunächst auf die Wahl dieses Punktes einzugehen, möge gezeigt werden, wie stark sich Arbeit und eingelassene Dampfmenge ändern, wenn man bei verschiedenen Annahmen über die Drosselung an der Abschlußfüllung s_a festhält: Es werde nach Fig. 258 angenommen einmal, daß bei der Füllung s_a die Eintrittslinie so verläuft, wie sie im stark ausgezogenen Dampfdiagramm angegeben ist und bei C in die Expansionslinie einmündet, das andere Mal, daß bei sehr reichlichen Steuerungsquerschnitten und vollkommen präzisem Abschluß der Steuerung die Eintrittslinie horizontal verläuft und in A bei der gleichen Füllung s_a endet. Dann ist im zweiten Falle die Arbeit um das vertikal und horizontal schraffierte Stück größer als im ersten. Das horizontal schraffierte Stück ist aber kein Gewinn, sondern die Folge einer größeren eingelassenen Dampfmenge.

Man kann bekanntlich roh angenähert für Vergleichszwecke bei gesättigtem Dampf die Dampfgewichte (ohne das darin enthaltene Wasser gerechnet) den Flächen der zwischen dem Nullpunkt O und Punkten der Expansionslinien gebildeten Rechtecken proportional setzen. Im ersten Falle ist dann das arbeitende Reindampfgewicht gleich $ODCB$, im zweiten gleich $OFAB$. Wenn CG eine gleichseitige Hyperbel mit $pv =$ konst. ist, kann für das Rechteck $ODCB$ auch das Rechteck $OFGK$ gesetzt werden, was bedeutet, daß sich die arbeitenden Dampfgewichte verhalten wie die Längen FG zu FA.

3. Die beim Entwurf des Diagrammes bestehende Unsicherheit bezüglich der Drosselung ist nun zwar nicht so groß, wie sie vorstehend vorausgesetzt wurde, immerhin aber noch groß genug, um ungewollte namhafte Verschiebungen in der Größe des eingelassenen Dampfgewichtes zur Folge zu haben, besonders wenn man die Unsicherheit mit einrechnet, welche in den zur Zeit des Entwurfs des Arbeitsdiagramms in der Regel noch nicht festliegenden Maßen der Steuerung und ihren Abschlußverhältnissen liegt.

4. Nachdem die Expansionslinie durch einen Punkt und das Expansionsgesetz festgelegt ist, fügt man die Eintrittslinie unter Berücksichtigung des Eintrittsdruckes nach Schätzung, möglichst auf Grund geeigneter Unterlagen, ein, wobei man sie tangential in die Expansionslinie einmünden läßt. Der Abstand s_a des Einmündungspunktes C (Fig. 258) von der Senkrechten des Hubanfanges stellt den Kolbenweg bis zum wahren Abschluß dar. Dieser Weg wird durch die gefühlsmäßige Eintragung der Eintrittslinie zu einer Schätzungsgröße. Die Abschlußfüllung muß aber durch die Steuerung verwirklicht werden. Gleichwohl sind die Schätzungsfehler bei Reguliersteuerungen von untergeordneter Bedeutung, weil es dem Regulator überlassen bleiben kann, diejenige Abschlußfüllung herzustellen, welche die durch die Annahme einer passenden ideellen Füllung bestimmte Normalleistung ergibt und die Eintrittslinie in die vorweg angenommene Expansionslinie auslaufen läßt (vgl. auch Anhang 15, Art. 8).

Nur bei Festlegung der größten erreichbaren Füllung ist Vorsicht und ein reichlicher Füllungszuschlag geboten, weil hier die Regeliervorrichtung in ihrer Wirksamkeit einseitig begrenzt ist.

Bei fester Füllung tritt die selbsttätige Korrektur der kleinen Schätzungsfehler durch den Regulator freilich nicht ein. Feste Füllungen kommen aber besonders bei Niederdruckzylindern von Verbundmaschinen vor. Hier aber ist gerade das arbeitende Dampfgewicht für die Füllung maß-

gebend, weil es dem Niederdruckzylinder vom Hochdruckzylinder zugemessen wird. Man kommt hier also ohnehin zu der Notwendigkeit einer Schätzung des Füllungszuschlages, wenn man auf einen bestimmten Aufnehmerdruck gelangen will, und damit, wenn die gestellten Bedingungen erfüllt werden sollen, um eine nachträgliche kleine Änderung der Steuerung nicht herum (vgl. auch Anhang 17, Art. 150 und 151).

5. Die Expansionslinie soll nach Art. 1 beim Entwurf des Dampfdiagramms für die Normalleistung durch Wahl eines Punktes, der nachher im fertigen Diagramm zwischen G und *C* (Fig. 258) liegt, festgelegt werden. Durch diesen Punkt wurde der Füllungsbezugsdruck bestimmt. Eine weitere wichtige Größe, auf die die Wahlwerte für die normale Füllung in der Regel bezogen werden, ist der **Eintrittsdruck** (auch Admissionsdruck genannt). Er stimmt nicht ohne weiteres mit dem Füllungsbezugsdruck (Art. 1) überein, doch ist es zweckmäßig, ihn so zu definieren, daß er identisch mit dem Füllungsbezugsdruck ist.

6. In dem vorliegenden Werk ist ein **mittlerer Eintrittsdruck** als Grundlage für den Entwurf und die Wahlwerte der normalen Füllung benutzt, der so bestimmt ist, daß die durch die Druckhorizontale *DE* (Fig. 259) abgeschnittenen, zwischen ihr und der Eintrittslinie liegenden, positiven und negativen Arbeitsflächen einander gleich sind. Der mittlere Eintrittsdruck ist gleichzeitig als Füllungsbezugsdruck benutzt und definiert. Damit wird s_1, Fig. 259 [in Fig. 258, S. 329, mit (s_1) bezeichnet], zur ideellen Füllung.

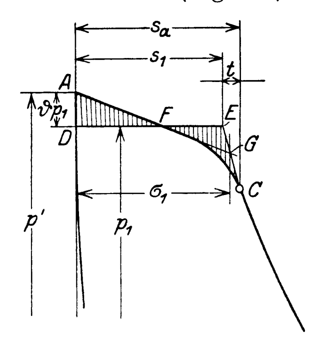


Fig. 259.

7. Da sowohl der mittlere Eintrittsdruck wie auch der Füllungsbezugsdruck in der Literatur nicht immer gleich definiert sind, zuweilen (z. B. bei Hrabák) nicht einmal identisch sind, scheint es nützlich, eine vergleichende Übersicht der verschiedenen Begriffsbestimmungen des Eintrittsdruckes und der ideellen Füllung zu geben. Diese Übersicht soll einerseits dazu dienen, Unklarheiten und Unsicherheiten auf dem Gebiet zu beseitigen, andererseits aber auch den Übergang von der einen zur anderen Voraussetzung ermöglichen, um die auf Grund bestimmter Voraussetzung berechneten Tabellen auch bei anderen Begriffsbestimmungen der Füllung benutzen und die Wahl der Füllung treffen zu können.

Es kann weder die eine noch die hier erörterte Begriffsbestimmung als die unbedingt richtige bezeichnet werden, denn sowohl die ideelle Füllung wie in manchen Fällen auch der Eintrittsdruck ist eine gedachte, keine wirkliche Größe. Es kommt daher nur darauf an, den Begriff dieser Größen für die Rechnung, für grundlegende Annahmen über die Füllung und für die Aufstellung von Tabellen möglichst zweckmäßig zu wählen, d. h. derart, daß diese Rechnungen, Grundlagen und Tabellen möglichst einfach und allgemein verwendbar sind.

8. Die im Art. 6 gegebene Begriffsbestimmung des mittleren Eintrittsdruckes und seine Benutzung als Füllungsbezugsdruck wurde in der 3. Auflage dieses Werkes (vom Jahre 1912) vorgeschlagen und hat sich seither schon etwas eingeführt. Sie hat neben anderen Vorteilen auch noch den, daß sie auch bei weniger einfacher Form der Eintrittslinie,

z. B. der in der Fußnote Seite 333 erläuterten und in Fig. 262 dargestellten, eindeutige Geltung hat.

Bisher waren ziemlich allgemein die in dem bekannten großen Tabellenwerk von Hrabak (Hilfsbuch für Dampfmaschinentechniker) benutzten Begriffe von Füllung und mittlerem Eintrittsdruck in Anwendung, wie sie in Fig. 260 dargestellt sind. l_1 ist darin die ideelle Füllung, von Hrabák kurz Füllung genannt. p_1 der mittlere Eintrittsdruck. Dieser unterscheidet sich begrifflich nur wenig von dem hier benutzten (Fig. 259), indem Hrabák, um die Formeln, welche er zur Berechnung seiner Tabellen benutzte, nicht gar zu kompliziert zu machen, die Abrundung der Eintrittslinie beim Übergang in die Expansionslinie außer acht läßt (Fig. 260). Dagegen besteht ein bedeutender Unterschied hinsichtlich des Begriffs

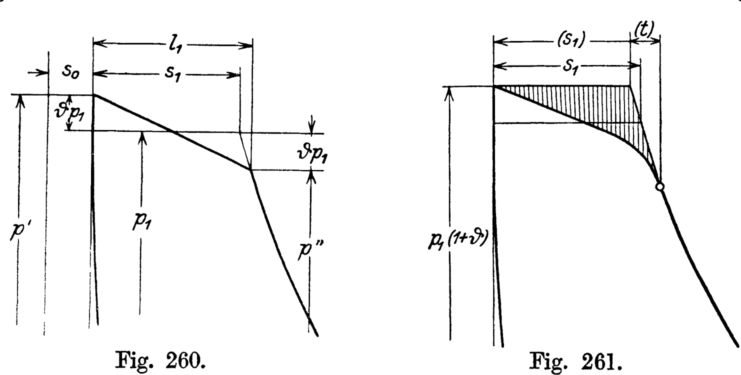


Fig. 260. Fig. 261.

der ideellen Füllung, welche Hrabák nicht auf den mittleren Eintrittsdruck, sondern auf den Druck p'' (Fig. 260) bezieht; dieser ist um den Betrag $\vartheta\, p_1$ kleiner als p_1.

Um von der Hrabákschen Füllung zu der hier benutzten überzugehen, bedient man sich (unter Innehaltung der sichtbaren Dampfmenge) mit den Bezeichnungen der Fig. 260 der Gleichung:

$$(s_1 + s_0)\, p_1 = (l_1 + s_0)\,(p_1 - \vartheta p_1) \quad \text{oder} \quad s_1 + s_0 = (l_1 + s_0)\,(1 - \vartheta)$$

mit $\vartheta = 0{,}05$, $s_0 = 0{,}04\, s$, $s_1 = 0{,}13\, s$ wird $l_1 = 0{,}139\, s$.

Man erkennt auch aus der Figur, daß bei Hrabák Füllungsbezugsdruck p'' und mittlerer Eintrittsdruck nicht gleichbedeutend sind.

Hrabák folgt, indem er p'' als Füllungsbezugsdruck wählt, zum Teil einem seit lange gebräuchlichen Verfahren zur Bestimmung einer gedachten Füllung bei aufgenommenen Indikatordiagrammen, das auch heute noch vielfach in Anwendung ist und in Fig. 259 erläutert ist. Nach demselben verlängert man die geneigte, nötigenfalls geradlinig etwas ausgeglichene, Eintrittslinie, bis sie in die rückwärts verlängerte Expansionslinie einschneidet. Durch den Schnittpunkt G ist dann diese besondere Art der Füllung σ_1 bestimmt.

Im „Führer des Maschinisten" ist der höchste Punkt der Eintrittslinie als Eintrittsdruck und gleichzeitig als Füllungsbezugsdruck gewählt (Fig. 261). Die Expansionslinie ist dabei durch die Horizontale in der Höhe $p_1\,(1 + \vartheta)$ und durch die Wahl der ideellen Füllung (s_1) festgelegt. Diese ist entsprechend kleiner anzunehmen als bei der Definition nach Art. 6; auch die Begriffe der Drosselung und des Füllungszuschlages t sind andere als dort.

9. Es könnte als ein Widerspruch mit der Wärmetheorie erscheinen, daß eine mehr oder weniger starke Eintrittsdrosselung bei dem im Art. 6 gewählten Begriff der Füllung und des mittleren Eintrittsdruckes gar keinen Einfluß auf den Dampfverbrauch hat, weil die eingelassene Dampfmenge und geleistete Arbeit bei mehr oder weniger starker Drosselung unverändert bleibt. Es ist aber zu beachten, daß die Annahme eines festen, von der Drosselung unabhängigen, mittleren Eintrittsdruckes voraussetzt, daß der Kesseldruck und der Druck vor dem Einlaßsteuerorgan um so größer gewählt werden muß, je größer infolge knapper Bemessung der Steuerung die Drosselung und je stärker der auch auf andere Gründe zurückzuführende Abfall der Eintrittslinie ist (vgl. Art. 10 nebst Fußnote). Es wird also der durch die Drosselung bedingte Verlust ausgeglichen durch den Gewinn, welchen die Wahl eines etwas höheren Kesseldruckes bringt.

Es darf nicht eingewandt werden, daß für verschiedene Drosselungsgrade der Kesseldruck die Vergleichsbasis bilden müsse; denn die Mehrkosten eines Kessels von etwas höherem Druck sind so unbedeutend, daß sie für Wasserrohrkessel bei der Druckwahl innerhalb der durch die mehr oder weniger große Drosselung gegebenen Grenzen kaum irgendwie mitsprechen, für andere Systeme keinen ausschlaggebenden Einfluß haben.

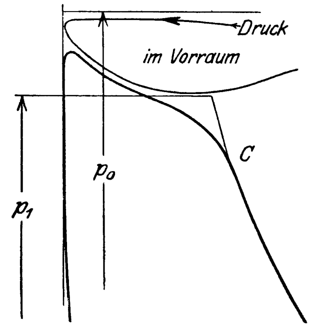


Fig. 262.

10. Für die Druckwahl sind vor allem die in der Maschine auftretenden größten Kräfte und ihr Verhältnis zu den mittleren, die Leistung bestimmenden Kräften maßgebend. Diese sind aber für den Hingang bei einer etwas höher einsetzenden und dabei stärker abfallenden Eintrittslinie, wegen des gleichzeitigen Abfalls der Beschleunigungslinie für die wichtigsten Triebwerksteile kaum größer als bei einer weniger stark abfallenden Eintrittslinie gleichen mittleren Eintrittsdruckes.

Man wird also, wenn der Verlauf der Eintrittslinie wegen der schwer abzuschätzenden Wirkung der Drosselung der Steuerung und der Massenwirkung des Dampfes in der Rohrleitung[1]) unsicher ist, den Druck, für den der Kessel konzessioniert werden soll (vgl. Haupttext Art. 4), reichlich wählen und kann dann, wenn die Verhältnisse der Drosselung sich günstiger stellen, als man bei der vorsichtigen Schätzung angenommen hat, immer noch bestimmen, daß der Betriebsdruck im Mittel soviel niedriger gehalten wird, daß der vorausgesetzte mittlere Eintrittsdruck erreicht wird, oder man kann, wenn die Lager der Maschine, ohne warm zu werden, den höheren Druck ertragen und auch keine Bedenken bezüglich der Festigkeitsmaße bestehen, ihn auch im Interesse der Ökonomie ausnutzen.

---

[1]) Der Abfall der Eintrittslinie ist, wie Gutermuth, Zeitschr. d. V. d. I. 1904, S. 329, ferner 1906, S. 1988, und andere gezeigt haben, nur zum Teil der Drosselung zuzuschreiben. Im Maschinenvorraum (Schieberkasten, Ventilgehäuse) treten infolge der Massenwirkungen der Dampfsäule in der Rohrleitung Druckschwankungen auf mit Abfall beim Hubanfang (Fig. 262; vgl. ferner Zeitschr. d. V. d. I. 1896, Tafel V, zu einem Aufsatz von Schröter, wo eine größere Anzahl Drucklinien vor dem Einlaßventil dargestellt sind).

Anhang 15.

Wahl der Füllung oder des mittleren indizierten Druckes.

1. Die Wahl der Füllung für die Normalleistung oder Nennleistung der Maschine sollte so getroffen werden, daß Füllung oder indizierter Druck etwas über denjenigen Werten liegen, welche den kleinsten Dampfverbrauch für die effektive Pferdestärke ergeben. Etwas über diesen Werten, weil die Kosten der Maschinen mit Zunahme des Expansionsgrades, also mit Verminderung der Füllung stark wachsen und für die Gesamtwirtschaftlichkeit einer Anlage die Wärmewirtschaft nicht allein in Frage kommt, sondern mit den Aufwendungen für Verzinsung und Abschreibungen des Anlagekapitals derart in Einklang zu bringen ist, daß die Summe aller Aufwendungen im Jahr ein Minimum wird. Wenn man die Füllung für die Normalleistung so wählen würde, daß sie mit dem kleinsten Dampfverbrauch zusammenfällt, so würde das eine Vernachlässigung dieser allgemeinen Grundsätze der Wirtschaft bedeuten.

2. Es müßte hiernach freilich das Maß, um welches die normale Füllung die wärmewirtschaftliche Füllung überschreitet, abhängig gemacht werden von den Kohlenpreisen und der jährlichen Benutzungsdauer der Maschine. Das würde zu weit gehen, und man begnügt sich daher mit der Anpassung an mittlere Verhältnisse. Es kann dann dem Besteller immer noch überlassen bleiben, die Maschine bei hohen Kohlenpreisen oder langer Betriebsdauer etwas reichlicher zu bestellen, um sie mit schwächerer, innerhalb der in Frage kommenden Grenzen, also wärmewirtschaftlich günstigerer Leistung zu betreiben, wie auch umgekehrt bei niedrigen Kohlenpreisen und kurzer Betriebsdauer auch eine etwas knappere Maschine gewählt werden kann, als dem üblichen Begriff der Normalleistung entspricht.

Daß man Maschinen für Anlagen, deren Kraftverbrauch in absehbarer Zeit steigen wird, oder selbst für solche von ungewisser, aber nicht aussichtsloser Entwicklung reichlicher wählen wird, als dem zunächst zu erwartenden Kraftbedarf entspricht, ist selbstverständlich.

Es kann dabei eintreten, daß die Maschine zunächst so schwach belastet ist, daß ihre Füllung noch erheblich unter dem rein wärmewirtschaftlich günstigsten Wert liegt. In solchen Fällen kann es zweckmäßig sein, bis zum Eintreten einer stärkeren Belastung mit dem Kesseldruck herabzugehen, wodurch dann bei gleichbleibendem p_i die Füllung zunimmt.

Zu bemerken ist noch, daß besonders bei Einzylindermaschinen mit Kondensation der Betrag, um welchen der mittlere indizierte Druck über dem wärmewirtschaftlich günstigsten liegen muß, um so größer ist, je höher der Eintrittsdruck ist, weil mit zunehmendem Eintrittsdruck die Kosten der Maschine schneller steigen als der mittlere indizierte Druck, welcher ja die Leistung der Maschine bestimmt.

3. Für die zweckmäßige Wahl der Füllung hat man Tabellen aufgestellt. Solche finden sich, für gesättigten Dampf bei Einzylindermaschinen gültig, unter anderem in der Hütte Teil II in der 22. und 23. Aufl. auf S. 125, im Führer auf S. 664.

Statt der Tabellen kann man auch Faustformeln verwenden, die sich ebenso wie die Tabellen auf Einzelausrechnungen des Dampfverbrauchs stützen und auch die Maschinenpreise berücksichtigen. Es ist einleuchtend, daß die von verschiedenen Autoren empfohlenen einfachen Formeln und

kurzen Tabellen bei einer so schwierigen und wechselnden Beziehung wie die zwischen Dampfverbrauchsfunktion und Preisfunktion der Maschine nicht genau übereinstimmen werden.

4. Als eine einfache Faustformel für die Füllungswahl kann empfohlen werden für Einzylindermaschinen bei Betrieb mit gesättigtem Dampf

bei Maschinen mit Auspuff . . . . $\frac{s_1}{s} = \frac{2}{p_1 + 2}$,

„ „ „ Kondensation . . . . . . $\frac{s_1}{s} = \frac{1,3}{p_1 + 3}$.

$\frac{s_1}{s}$ bedeutet hierin die ideelle Füllung, p_1 den mittleren absoluten Eintrittsdruck, beide im Sinne des Anhanges 14, Art. 6 und Fig. 259.

Bei großem schädlichen Raum und geringem Kompressionsenddruck ist, besonders bei Maschinen mit Kondensation, die Füllung kleiner zu wählen als die Formel ergibt.

Auch für Verbundmaschinen könnte man eine ähnliche Formel aufstellen, doch sei dafür, sofern man nicht von p_{red} ausgeht, als Ausgangspunkt die im Anhang 17 erläuterte „Diagonalfüllung" empfohlen.

Dieses vom Verfasser dort empfohlene Verfahren läßt sich mit einer kleinen, die Kompression berücksichtigenden Änderung auch auf Einzylindermaschinen anwenden: Man gehe in Fig. 268, S. 342 von dem ideellen (d. h. ohne Voreinströmung gerechneten) Endpunkt 4 der Kompressionslinie horizontal nach der in das Feld des schädlichen Raumes gezeichneten Diagonale OB herüber bis zum Schnittpunkt C und schneidet mit einer Senkrechten im Abstande d von C in die Diagonale ein. Der Schnittpunkt K ist ein Punkt der Expansionslinie für eine passende Normalbelastung. d ist hierin zu wählen

$$d = \frac{c}{\sqrt{p_1 + 2}} s,$$

hierin ist s die Darstellungslänge des Hubes im Diagramm; die Konstante c kann gesetzt werden bei Maschinen mit Auspuff gleich 1,7, bei Maschinen mit Kondensation gleich 1,2. Das Verfahren berücksichtigt nicht nur in gewissem Grade den Einfluß des schädlichen Raumes und der Kompression, die in der einfachen Füllungsformel nur mit Mittelwerten enthalten sind, sondern gestattet auch, wenn man sich den Grundsätzen, die im Art. 9 und 10 aufgestellt sind, anschließt, bei überhitztem Dampf direkt die Polytrope von K aus zu verzeichnen, ohne vorher die Linie $pv =$ const. zu zeichnen (vgl. auch Anhang 17, Art. 17).

5. Für die Maschinenabmessungen ist bei einer bestimmten geforderten Leistung der mit der gewählten Füllung erreichte mittlere indizierte Druck p_i maßgebend. Dieser ist aber durch die Wahl einer bestimmten Füllung nicht eindeutig bestimmt. Der schädliche Raum, die Kompression, und der Ausschubgegendruck haben gleichfalls Einfluß auf p_i. Diese Einflüsse lassen sich in einer einfachen Formel oder kurzen Tabelle nicht berücksichtigen. Wenn eine bestimmte Füllung zum Ausgangspunkt gewählt wird, ändert sich bei jeder Veränderung in den Annahmen über die Größe des schädlichen Raumes über die Kompression, über die Drosselung, über die Voraustrittsverluste, über das Expansions- und Kompressionsgesetz auch die wichtige Größe des indizierten Druckes. Es ist

aber nicht gerechtfertigt, bei solchen Veränderungen an der Füllung festzuhalten, die wirtschaftlich vorteilhafteste Füllung verschiebt sich mit jenen Größen besonders bei Maschinen mit Kondensation nicht unbeträchtlich.

6. Ich empfehle daher für die Normalleistung von einem zweckmäßig gewählten mittleren indizierten Druck auszugehen, und die Füllung so zu bestimmen, daß das gewählte p_i erreicht wird. Dann behält die Maschine bei allen während des Entwurfs vorgenommenen Veränderungen ihr Hubvolumen bei, und da das Verhältnis des Eintrittsdruckes zum indizierten Druck auch ungefähr das Verhältnis der statischen Triebwerks- und Gestellkräfte zur Leistung der Maschine darstellt, bleibt auch die spez. Beanspruchung dieser Teile auf die Pferdekraft bezogen unverändert. Auch ist das wirtschaftliche p_i bei Änderung oder Verschiedenheit obiger Größen nicht annähernd einer so starken Verschiebung unterworfen wie die Füllung.

Nach diesen Grundsätzen kann p_i etwa gesetzt werden, wenn p_1 der mittlere absolute Eintrittsdruck ist,

für Einzylindermaschinen mit Kondensation . . . . $p_i = 1{,}2 + 0{,}2\ p_1$
,, ,, ,, Auspuff . . . . $p_i = 1{,}2 + 0{,}25\ p_1$
,, Zweiverbundmaschinen mit Kondensation . . . $p_{red} = 1{,}2 + 0{,}09\ p_1$
,, Dreiverbundmaschinen . . . . $p_{red} = 1{,}2 + 0{,}05\ p_1$
,, Dreiverbundmaschinen mit großem Spannungsabfall in allen drei Zylindern (Schiffsmaschinen) $p_{red} = 1{,}5 + 0{,}07\ p_1$

Will man die Maschine reichlicher bemessen, so geht man mit p_i um 0,1 bis 0,2 at herab, will man sie knapper bemessen, so geht man mit p_i um 0,1 at herauf[1]).

Für die Berechnung des Dampf- und Wärmeverbrauchs ist im Anhang 18 vom Verfasser ein Verfahren entwickelt und in der Anwendung erläutert, welches den gewählten mittleren indizierten Druck zum Ausgangspunkt der Verbrauchsberechnung nimmt, so daß auch für diese die Feststellung der Füllung nicht erforderlich wird.

7. Als weiterer Vorteil des Verfahrens mit Annahme eines bestimmten p_i als Ausgangspunkt der Berechnung und des Entwurfs ist noch hervorzuheben, daß die endgültigen Maschinenmaße mit dem gewählten p_i sofort berechnet werden können, ohne das Diagramm zu verzeichnen und ohne schon nähere Bestimmungen und Schätzungen über die Größe des schädlichen Raumes, die Höhe der Kompression, die Exponenten der Expansionslinie und der Kompressionslinie vorzunehmen.

Erst wenn man an die Konstruktion der Steuerung herangeht, ist die Bestimmung der Füllung aus dem gewählten mittleren indizierten Druck erforderlich. In vielen Fällen sollen die Maschinen aber gar nicht bis in die Einzelheiten durchkonstruiert werden, oder es sollen, bevor an die Durchkonstruktion herangegangen wird, Vergleichsrechnungen angestellt werden, für welche die Besonderheiten des Diagrammverlaufs ohne Belang sind.

---

[1]) Der mittlere indizierte Druck, welcher den Angaben der Fabrikanten über die Nennleistung zugrunde liegt, ist nicht selten von Konkurrenzrücksichten beeinflußt und liegt dann zuweilen höher als obige Werte. Nicht selten fehlen in den Preislisten (besonders der Lokomobilfabriken) die Zylindermaße, so daß es nicht einmal möglich ist, das der angegebenen Leistung entsprechende p_i zu errechnen und danach die mehr oder weniger große Reichlichkeit der Maschine zu beurteilen.

8. Im Anhang 16 ist angedeutet, wie zu einem gegebenen oder gewollten p_i bei Einzylindermaschinen die Füllung gefunden werden kann; für gesättigten Dampf ist diese Ermittlung bei Benutzung von Spannungskoeffizienten nur wenig umständlicher als die Ermittlung von p_i aus einer gewählten Füllung. Die letzte Unsicherheit zu beseitigen kann bei Reguliersteuerungen dem Regulator überlassen bleiben, der das vorausgesetzte oder gewollte p_i beim Eintreten der zugehörigen Belastung einstellt. Diese, dem Regulator hier zugewiesene Aufgabe, Irrtümer in der Schätzung der Exponenten der Expansions- und Kompressionslinie, der Drosselung und des durch die Vorausströmung entstehenden Arbeitsverlustes auszugleichen, muß er auch bei Annahme der Füllung übernehmen, da das aus der Füllung berechnete p_i, welches weiter als Grundlage für die Berechnung der Maschinenmaße diente, infolge unzutreffender Schätzung der Exponenten der Expansionslinie usw. auch nicht mit dem wahren p_i bei der gewählten Füllung übereinstimmt.

Auch die Expansionslinie des gesättigten Dampfes befolgt das praktische Gesetz $pv =$ const. gar nicht so regelmäßig wie meist angenommen wird, und es hat der Regulator schon oft die ihm hier planmäßig zugewiesene Aufgabe unbemerkt übernommen, irrtümliche Annahmen über das Expansionsgesetz zu korrigieren (vgl. auch Anhang 14, Art. 4).

Für den Anfänger wird freilich die Zugrundelegung einer bestimmten Füllung stets leichter verständlich sein als der hier gewählte Weg.

9. Die Gleichungen für die Wahl der Füllung der Normalleistung gelten, wie bei denselben bemerkt ist, für gesättigten Dampf. Dagegen sollen die für das normale p_i im Art. 6 angegebenen Werte nach Ansicht des Verfassers sowohl für gesättigten wie überhitzten Dampf gelten. Darüber ist folgendes zu bemerken:

Bei Verwendung von überhitztem Dampf fällt die Expansionslinie steiler ab. Wenn man von der gleichen ideellen Füllung ausgeht, ergibt sich daher eine kleinere Leistung und ein niedrigeres p_i. Geht man dagegen von der Expansionsendspannung aus mit der steileren Expansionslinie rückwärts, so kommt man auf eine größere Leistung und größere Füllung als bei gesättigtem Dampf.

Die Annahme einer gleich großen Normalfüllung für gesättigten Dampf und überhitzten Dampf ist bei Einzylindermaschinen mit Kondensation jedenfalls unberechtigt, ebenso wie die daraus hergeleitete Behauptung, daß Heißdampfmaschinen weniger leistungsfähig seien wie Sattdampfmaschinen. Diese Behauptung gilt nur in den Fällen, in welchen der Erreichung ausreichend großer Füllungen eine Grenze gesetzt ist, wie bei Verbundmaschinen mit verhältnismäßig kleinem Hochdruckzylinder. Bei Einzylindermaschinen ist die Leistung mehr durch die Schwierigkeit begrenzt, die bei sehr großen Füllungen eingeführten großen Dampfmengen abzuführen, als solche Füllungen baulich zu erreichen, d. h. es ist mehr der Enddruck p_2 beschränkt als die Füllung. Auch würde bei den baulich immerhin möglichen sehr großen Füllungen die Ökonomie so zurückgehen, daß die Füllungen für den Betrieb selbst in Ausnahmefällen nicht zu empfehlen sind.

Es scheint hiernach richtiger, bei der Wahl der Füllung einer Einzylindermaschine für Sattdampf oder Heißdampf nicht gleiche Füllungen, sondern gleiche Enddrucke zugrunde zu legen, zumal der Enddruck ein ungefähres Maß für den Verzicht an Arbeit ist, welche der Dampf bis zur

Erreichung des Ausschubgegendruckes p_3 (Fig. 1) durch Fortsetzung der Expansion noch leisten könnte. Mit dieser Vergleichsgrundlage würde die Heißdampfmaschine sogar noch leistungsfähiger als die Sattdampfmaschine und ein größeres p_i aufweisen.

10. Diese Grundlage geht aber wieder nach der anderen Richtung etwas zu weit, und es möge daher ein Mittelweg eingeschlagen werden, in dem der mittlere indizierte Druck für die Normalleistung bei gesättigtem und überhitztem Dampf gleichgesetzt werde, womit dann die normale Füllung bei überhitztem Dampf größer wird als bei gesättigtem.

Im Haupttext ist auf S. 7 ein Verfahren angegeben, mit dem man unter Benutzung der „Diagrammdiagonale" ziemlich genau auf den gleichen mittleren indizierten Druck kommt, wenn man, nachdem man das Diagramm für das Expansionsgesetz $pv = \text{const.}$ gezeichnet hat, zu einer stärker abfallenden Expansionslinie übergeht (vgl. auch Art. 4 dieses Anhanges).

Anhang 16.

Bestimmung von p_i aus der Füllung und der Füllung aus einem gegebenen p_i.

1. Die **Bestimmung von p_i** aus der Füllung kann, wenn noch die anderen Bedingungen wie schädlicher Raum Kompression Vorausströmung gegeben sind, **durch Auftragung des Arbeitsdiagramms** erfolgen. Dafür braucht die Drosselung und der Füllungszuschlag vorerst nicht bekannt zu sein oder geschätzt zu werden, wenn man von der ideellen Füllung ausgeht und der Füllungsbezugsdruck der Definition des Anhanges 14, Art. 6 entspricht.

Wie das Arbeitsdiagramm beigegebener ideeller Füllung zu verzeichnen ist, ist vorne (S. 1 und 2) erläutert. Hier soll nur noch kurz gezeigt werden, wie die Fläche ausgemessen wird, wenn kein Planimeter zur Hand ist, wobei einige Kunstgriffe, welche diese Arbeit erleichtern, angegeben werden sollen; hierzu Fig. 263.

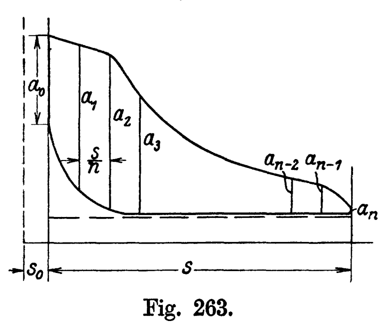


Fig. 263.

Man teilt das Diagramm in eine Anzahl gleich breiter vertikaler Streifen (wenn man den unten erläuterten Ausgleich der Endstreifen vornimmt, genügen im allgemeinen 10 Streifen) und behandelt sie als Trapeze. Dieses Verfahren ist nicht, wie in der Literatur zuweilen angegeben wird, die Simpsonsche Regel. Diese setzt nicht Trapeze voraus, sondern berücksichtigt die oberen und unteren nicht geradlinigen Streifenbegrenzungen durch eine Näherung und gibt daher genauere Ergebnisse als die Trapezregel. In Verbindung mit der unten empfohlenen Zirkeladdition ist jedoch das Verfahren mit Trapezen soviel bequemer (selbst wenn man die Zahl der Streifen zwecks besserer Annäherung größer wählt als bei der Anwendung der Simpsonschen Regel), daß es für die Ausmessung entworfener Arbeitsdiagramme vorzuziehen ist.

2. Wenn die Diagrammfläche in n-Streifen gleicher Breite geteilt ist, ist die Fläche jedes Streifens gleich der halben Summe der beiden ihn begrenzenden Vertikalen mal $\frac{s}{n}$.

Die ganze Fläche J ist also

$$J = \frac{s}{n}\left(\frac{a_0 + a_1}{2} + \frac{a_1 + a_2}{2} \dots \quad \frac{a_{n-2} + a_{n-1}}{2} + \frac{a_{n-1} + a_n}{2}\right).$$

Es treten also alle halben Längen mit Ausnahme der ersten und letzten 2mal auf, woraus folgt:

$$J = \frac{s}{n}\left(\frac{a_0}{2} + a_1 + a_2 + \dots \quad a_{n-2} + a_{n-1} + \frac{a_n}{2}\right). \tag{1}$$

Ersetzt man die Arbeitsfläche J durch ein Rechteck von der Länge s und der Höhe h, setzt also $J = h\,s$, so ist

$$h = \frac{J}{s} \quad \text{oder} \quad h = \frac{1}{n}\left(\frac{a_0}{2} + a_1 + a_2 \dots \quad a_{n-1} + \frac{a_n}{2}\right). \tag{2}$$

Man nimmt also die erste und letzte Ordinate halb, addiert dazu die ganzen Zwischenordinaten und dividiert durch die Zahl der Streifen (nicht der Ordinaten, die um 1 größer ist als die Zahl der Streifen). Man findet vielfach, daß Studierende die zwischen je zwei Grenzlinien liegenden mittleren Höhen einzeichnen und diese (n an der Zahl) dann addieren, eine ganz überflüssige Arbeit.

3. Die Addition der Ordinaten (der Grenzlinien der Streifen) wird sehr vereinfacht durch Anwendung der **Zirkeladdition:** Man nimmt die halbe Länge a_0 in den Zirkel, setzt den so geöffneten Zirkel mit der einen Spitze auf das untere Ende von a_1, sticht mit der anderen unterhalb davon ein und öffnet den Zirkel bis zum oberen Ende von a_1; dann setzt man den nunmehr um $\frac{1}{2}\,a_0 + a_1$ geöffneten Zirkel mit einer Spitze auf das untere Ende von a_2, sticht mit der anderen Spitze unterhalb ein und geht mit der ersten Spitze bis zum oberen Ende von a_2 usf., schließlich erfaßt man noch in entsprechender Weise die halbe Ordinate a_n. Wenn der Zirkel nicht weit genug spannt, um die Summe aller Ordinaten zu fassen, sticht man die zunächst gefundene Länge auf einer Geraden ab und addiert die noch fehlenden Ordinaten in gleicher Weise, und schließlich die Summenlänge zur ersten Summenlänge mit dem Zirkel hinzuzufügen. Die ganze Länge mit dem Maßstab abgemessen und durch n dividiert gibt die mittlere Höhe h_m, diese, im Atmosphärenmaßstab gemessen, den mittleren indizierten Druck.

Um die Zirkelspitze immer genau in die Verlängerung der Ordinaten einsetzen zu können, ist es, genau genommen, notwendig, die Verlängerungen zu ziehen. Bei einiger Übung und Aufmerksamkeit gelingt es jedoch, die Richtung genau genug zu schätzen und ohne gezogene Verlängerungen auszukommen, da kleine Abweichungen nur sehr kleine Fehler ergeben. Eine Abweichung von 2° ergibt z. B. nur einen Fehler von 0,00061 der Länge.

4. Bei den normalen Arbeitsdiagrammen von Dampfmaschinen und Verbrennungskraftmaschinen treten die stärksten Abweichungen der Streifen von der Trapezform in den beiden Endfeldern auf. Es empfiehlt sich daher, vor der Addition einen Ausgleich nach Augenmaß durch eine Gerade, unter Umständen auch eine gebrochene Linie vorzunehmen.

Fig. 264 zeigt den Ausgleich für das erste Feld, Fig. 265 für das letzte Feld einer Dampfmaschine, Fig. 266 für das erste Feld einer Verpuffungs-, Verbrennungskraftmaschine. Es ist zu beachten, daß die Ausgleichgerade in allen Fällen durch den Endpunkt der Ordinate a_1 bzw. a_{n-1} gehen muß, wenn man die Gleichung 1 oder 2 verwenden will, da diese Ordinaten auch als Seiten benachbarter Streifen auftreten.

Will man den Ausgleich durch eine gebrochene Linie bis zur Ordinate a_2 bzw. a_{n-2} ausdehnen, so gilt dasselbe von a_2 bzw. a_{n-2}. Der Brechpunkt liegt dann auf der Ordinate a_1 bzw. a_{n-1}, aber nicht in ihrem Endpunkt. Die Höhe bis zum Brechpunkt ist an Stelle von a_1 bzw. a_{n-1} einzuführen.

Fig. 264. Fig. 265. Fig. 266.

Bestimmung von p_i ohne Diagramm.

5. Wenn das Arbeitsdiagramm aufgetragen wird, ist Bestimmung des mittleren indizierten Druckes p_i für jedes beliebige, für richtig befundene Gesetz der Druckänderung möglich, auch wenn es mathematisch gar nicht ausgedrückt werden kann. Die nachstehend erläuterten Verfahren, welche eine Auftragung des Diagramms entbehrlich machen sollen, verlangen dagegen verhältnismäßig einfache mathematische Gesetze für die Beziehung zwischen Druck und Volumen. Durch Integration von $p\,dv$ findet man einen analytischen Ausdruck für die Arbeit, die dann entweder mit ihm berechnet oder aus Tabellen, die ihn zur Grundlage haben, entnommen wird.

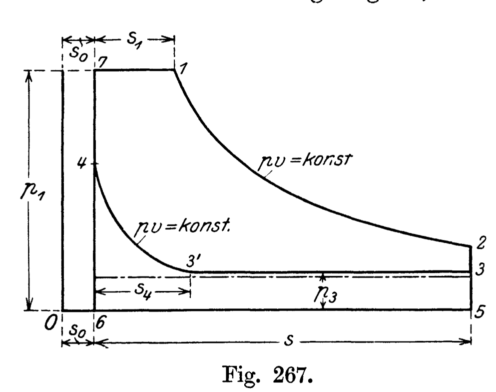


Fig. 267.

Für das einfache Gesetz $p\,v = \text{const.}$ ergibt sich dabei als Arbeit des Hinganges, einschließlich der Volldruckperiode, also in Fig. 267 für die Arbeitsfläche 671256, die positive Arbeit

$$L_1 = F\,s\,p_1 \left[\frac{s_1}{s} + \left(\frac{s_0}{s} + \frac{s_1}{s}\right) \ln \frac{s_0 + s}{s_0 + s_1}\right]. \tag{3}$$

Für den Rückgang ist, wenn bei der Kompression ebenfalls das Gesetz $pv = \text{const.}$ gilt, die (negative) Arbeit des Ausschubes und der Kompression mit der Arbeitsfläche 643'356

$$L_2 = -F\,s\,p_3 \left[\frac{s_3}{s} + \left(\frac{s_0}{s} + \frac{s_4}{s}\right) \ln \frac{s_0 + s_4}{s_0}\right]. \tag{4}$$

Wenn man für den natürlichen Logarithmus den Briggschen einführt, ist zu setzen

$$l_n \frac{s_0 + s}{s_0 + s_1} = 2{,}303 \log \frac{s_0 + s}{s_0 + s_1} \quad \text{und} \quad l_n \frac{s_0 + s_4}{s_0} = 2{,}303 \log \frac{s_0 + s_4}{s_0}.$$

6. Wie die Gleichung (3) und (4) zeigt, haben sich das Hubvolumen Fs und die Grenzdrucke p_1 und p_3 absondern lassen, während die Klammer nur Verhältniswerte der Kolbenwege enthält. Die Klammerwerte lassen sich daher bei ausreichend kleiner Abstufung in nicht allzu umfänglichen Tabellen niederlegen.

Der Klammerausdruck der Gleichung (3) werde mit f, derjenige der Gleichung (4) mit f' bezeichnet. Es ist dann die Arbeit des Diagrammes

$$L_0 = Fs\,(fp_1 - f'p_3). \tag{5}$$

F ist darin die Kolbenfläche in Quadratzentimetern, s der Hub in Metern, wenn p_1 und p_3 in Atmosphären eingeführt werden und die Arbeit in Kilogrammetern erhalten werden soll.

Die Größen f und f' bezeichnet man als **Spannungskoeffizienten;** sie sind für verschiedene schädliche Räume, Füllungen und Kompressionsgrade ausgerechnet und in der nachstehenden Tabelle zusammengestellt. In denselben bedeutet m die verhältnismäßige Größe des schädlichen Raumes, d. h. es ist $m = \frac{s_0}{s}$.

$\frac{s_1}{s}$	f, m = 0,00	0,02	0,04	0,06	0,08	$\frac{s_4}{s}$	f', m = 0,02	0,04	0,06	0,08
0,00	0,00	0,079	0,130	0,172	0,208	0,00	1,000	1,000	1,000	1,000
0,05	0,200	0,237	0,270	0,298	0,322	0,05	1,038	1,023	1,017	1,013
0,08	0,282	0,312	0,339	0,363	0,385	0,10	1,115	1,075	1,057	1,046
0,10	0,330	0,356	0,380	0,402	0,422	0,15	1,213	1,146	1,113	1,093
0,12	0,374	0,398	0,420	0,439	0,457	0,20	1,327	1,229	1,181	1,150
0,15	0,435	0,454	0,473	0,490	0,505	0,25	1,452	1,324	1,258	1,217
0,18	0,489	0,506	0,522	0,537	0,550	0,30	1,586	1,426	1,344	1,292
0,20	0,522	0,537	0,552	0,561	0,577	0,40	1,877	1,653	1,536	1,459
0,25	0,597	0,608	0,620	0,631	0,641	0,50	2,192	1,903	1,749	1,647
0,30	0,661	0,670	0,680	0,688	0,697	0,60	2,526	2,172	1,980	1,853
0,35	0,717	0,725	0,733	0,739	0,746	0,70	2,880	2,459	2,229	2,076
0,40	0,767	0,772	0,778	0,783	0,789	0,80	3,245	2,757	2,489	2,310

Erweiterung der Tabelle für $m = 0{,}00$ vgl. Art. 9. Übersicht zur Schätzung des schädlichen Raumes bei verschiedenen Steuerungsarten. Anfang 18, Art. 65.

7. Die Arbeit einer Kolbenseite für einen Hin- und Rückgang ist gleich Fsp_i; der Klammerausdruck in Gleichung (5) bedeutet aber den mittleren indizierten Druck des Arbeitsdiagrammes mit ungerundeten Übergängen, er werde mit q_i bezeichnet. Es ist

$$L_0 = Fs\,q_i.$$

Das wirkliche Diagramm ist etwas kleiner. Die Eintrittsdrosselung hat bei den Voraussetzungen und Begriffsbestimmungen der ideellen Füllung und des Füllungsbezugsdruckes nach Anhang 14 (vgl. besonders

Art. 6, 9, 10) keinen Einfluß auf die Diagrammfläche und ist durch angemessenen Füllungszuschlag auszugleichen. Nur die Vorausströmung und Voreinströmung wirken auf Diagrammverminderung (vgl. Fig. 268, in welcher man die Linie *OB*, *d* und *OKD* unbeachtet lasse). Setzt man $p_i = u q_i$, so ist unter obiger Voraussetzung, und wenn die Expansions- und Kompressionslinie des wahren Diagramms ebenfalls das Gesetz $pv =$ const. befolgen, u zu setzen etwa gleich 0,96 bis 0,985.

Es ist damit

$$p_i = u\,(f p_1 - f' p_3)\,. \tag{6}$$

(Anwendung des Verfahrens vgl. Haupttext Art. 13 und 14.)

8. Hrabák (Hilfsbuch für Dampfmaschinentechniker), dessen Werte auch in die Hütte übergegangen sind, versteht unter den Spannungskoeffizienten f und f' Werte von etwas anderer Bedeutung: Geht man mit u in die Klammern, so hat man $p_i = (u f p_1 - u f' p_3)$. Trennt man den „Völligkeitsgrad" u noch nach Hingang und Rückgang, so hat man $p_1 = u_1 f p_1 - u_2 f' p_3$. Indem Hrabák den hier mit $u_1 f$ bezeichneten Wert mit f, den hier mit $u_2 f'$ bezeichneten Wert mit f' bezeichnet, weichen auch die zahlenmäßigen Größen der hier und dort mit gleichen Buchstaben bezeichneten Werte voneinander ab. Auch der Füllungsbegriff ist nach Anhang 14 bei Hrabák nicht der gleiche wie im vorliegenden Werk, was ebenfalls einen Einfluß auf die zahlenmäßige Größe der Werte f und f' hat.

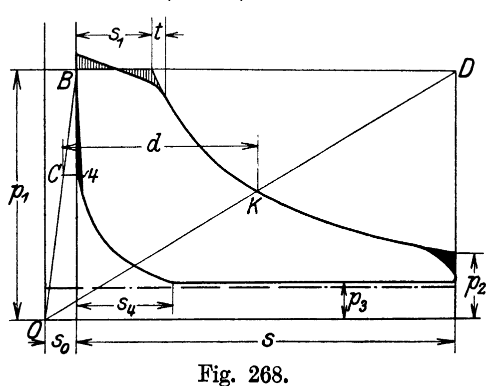


Fig. 268.

9. Setzt man in Gleichung (3) den schädlichen Raum gleich 0 und in Gleichung (4) den Ausschubgegendruck $p_3 = 0$, so geht die Gleichung über in

$$L_0 = F s\, p_1\, \frac{s_1}{s}\left(1 + 2{,}303 \log \frac{s}{s_1}\right).$$

Bezeichnet man die Füllung $\frac{s_1}{s}$ mit e, so lautet die Gleichung

$$L_0 = F s\, p_1\, e \left(1 + 2{,}303 \log \frac{1}{e}\right). \tag{7}$$

Die Gleichung wird vielfach zur überschläglichen Berechnung des mittleren indizierten, reduzierten Druckes von Mehrfachexpansionsschiffsmaschinen unter Einführung eines entsprechend kleinen Völligkeitsgrades u benutzt, der Wert $e\left(1 + 2{,}303 \log \frac{1}{e}\right)$ wird dabei mit Θ bezeichnet und gesetzt

$$p_{\text{red}} = u\, p_1\, \Theta\,. \tag{8}$$

Die Werte der Tabelle S. 341 für f mit $m = 0{,}00$ sind gleich Θ. Sie sind aber für Dreifachexpansionsmaschinen nicht zahlreich genug und nicht fein genug abgestuft, weshalb sie für diesen Zweck ergänzt werden mögen.

e ist hierin die auf den Niederdruckzylinder reduzierte Füllung des Hochdruckzylinders (vgl. Anhang 1 und 17)

e = 0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	0,12
Θ = 0,098	0,135	0,169	0,200	0,229	0,257	0,282	0,307	0,330	0,374

u wird für Dreifachexpansionsschiffsmaschinen gesetzt gleich 0,52 bis 0,60. Weiteres über den Völligkeitsgrad von Verbundmaschinen vgl. Anhang 17.

10. In der Hütte gibt Doerfel von der 22. Aufl. ab ein Verfahren an, das den Spannungskoeffizienten für den Hingang in einfacher Weise näherungsweise zu berechnen gestattet, so daß dafür eine Tabelle entbehrt werden kann. Er setzt

$$f = f_i(1 + m) - m, \tag{9}$$

worin ist

$$f_i = \frac{4{,}06}{i + 2{,}8}, \tag{10}$$

i ist der Gesamtexpansionsgrad $\frac{s + s_0}{s_1 + s_0}$ oder, indem man Zähler und Nenner durch s dividiert und $\frac{s_0}{s}$ und $\frac{s_1}{s}$ mit m bzw. e bezeichnet

$$i = \frac{1 + m}{e + m}. \tag{11}$$

Wenn $i \gtrsim 10$ ist, wird das Verfahren ungenau und bedarf einer Korrektur.

Mit den Daten der Hauptaufgabe, $\frac{s_1}{s} = 0{,}13$, $m = 0{,}04$ wird

$$i = \frac{1{,}04}{0{,}04 + 0{,}13} = 6{,}12; \qquad f_i = \frac{4{,}06}{6{,}12 + 2{,}8} = 0{,}456;$$

$$f = 0{,}456 \cdot 1{,}04 - 0{,}04 = 0{,}434;$$

S. 6 wurde mit Hilfe der Spannungskoeffizienten durch Interpolation gefunden $f = 0{,}438$.

Der mittlere Gegendruck beim Rückgang ist auf anderem Wege, d. h. mittels der Spannungskoeffizienten für Rückgang oder durch Auftragung zu bestimmen.

Doerfel hat das Verfahren auch auf andere polytropische Kurven als $pv^1 =$ const. ausgedehnt Es ist hierfür manchmal sehr bequem (vgl. Hütte 22. und 23. Aufl. Teil II, S. 109 und 110).

Aufsuchung der Füllung, welche ein gegebenes p_i ergibt.

11. Diese Aufgabe, welche die Umkehrung der voraufgegangenen ist, läßt sich bei Auftragung des Diagramms nur durch Probieren lösen. Einigermaßen systematisch läßt sie sich noch lösen, wenn für das in Frage kommende Expansionsgesetz eine Tabelle der Spannungskoeffizienten zur Verfügung steht. Wie die Aufgabe damit zu behandeln ist, ist im Haupttext Art. 2 bis 25 bei Bestimmung der Füllung für eine geforderte Höchstleistung bei festliegenden Maschinenmaßen gezeigt.

Das gleiche Verfahren ist für die Normalleistung anzuwenden, wenn gemäß Anhang 15 Art. 6 bis 8 von einem gewählten normalen p_i anstatt von einer normalen Füllung ausgegangen wird (vgl. Haupttext Art. 22).

12. Man kann sich zur Bestimmung der Füllung für ein gefordertes p_i auch der Näherungsgleichung von Doerfel für den Spannungskoeffizienten des Hinganges mit Vorteil bedienen. Es möge hier noch gezeigt werden, wie mit ihr die Aufgabe Art. 23 und 25 des Haupttextes gelöst werden kann: Nachdem f, wie im Art. 23, gefunden ist, setzt man f in die obige Gleichung (9) ein und löst sie nach f_i auf; mit $f = 0{,}605$ und $m = 0{,}04$ hat man

$$f_i = \frac{0{,}605 + 0{,}04}{1{,}04} = 0{,}62 .$$

Nach Gleichung (10), die nach i aufgelöst werde, ist dann

$$i = \frac{4{,}06}{0{,}62} - 2{,}8 = 3{,}75$$

Gleichung (11) nach e aufgelöst lautet

$$e = \frac{1 + m}{i} - m, \qquad \text{also} \qquad e = \frac{1{,}04}{3{,}75} - 0{,}04 = 0{,}237$$

statt des Wertes 0,239, der sich in Art. 23 bei Interpolation zwischen Werten der Spannungstabelle ergeben hatte.

Das vorstehende Verfahren zur Füllungsbestimmung kann auch in Verbindung mit dem im Art. 25 des Haupttextes für die Bestimmung des mittleren Gegendruckes p_g angegebenen graphischen Verfahren angewandt werden und gilt dabei für jedes vorweg angenommenes p_i bei beliebigem Kompressionsgesetz und dem Expansionsgesetz $pv = \text{const.}$ Für ein anderes Expansionsgesetz kann dann wieder nach Art. 15 des Haupttextes verfahren werden.

13. Für Diagramme ohne schädlichen Raum und demgemäß auch ohne Kompression kann für das Expansionsgesetz $pv^{1{,}135} = \text{const.}$ die Funktionsskala im Anhang 18 benutzt werden, um zu einem gewählten oder gegebenen p_i die zugehörige ideelle Füllung zu bestimmen.

Anhang 17.

Arbeitsdiagramme und Raumdiagramme der Verbunddampfmaschine[1]).

Vorläufiges Entwurfsdiagramm.

1. Für die richtige Beurteilung und Wahl der allgemeinen Entwurfsgrundlagen einer Verbundmaschine eignet sich am besten ein vorläufiges Arbeitsdiagramm, welches man unter Annahme eines unveränderlichen Aufnehmerdruckes aufträgt. Man kann sich den unveränderlichen Aufnehmerdruck durch Voraussetzung eines Aufnehmers von unendlicher Größe entstanden denken. Der unendlich große Aufnehmer darf jedoch nicht als ein unerschöpflicher Vorratsraum von Dampf für den NDZ angesehen werden, vielmehr ist anzunehmen, daß der NDZ dem Aufnehmer bei jeder Umdrehung ebensoviel Dampf entnimmt als der HDZ an ihn abliefert.

2. Das Diagramm werde, wie das rankinisierte Diagramm, für gleichen Atmosphärenmaßstab, gleichen Volumenmaßstab und gleichen Druck-

---

[1]) Berechnung der Hauptmaße vgl. Anhang 1, Art. 11 bis 13 und 24 bis 26 ferner Haupttext, Art. 290 bis 337.

und Volumennullpunkt des Hochdruck- und Niederdruckdiagramms aufgetragen (Fig. 269). Bei der Auftragung befolgt man zweckmäßig die im Art. 298 des Haupttextes empfohlene Reihenfolge.

Das vorläufige Entwurfsdiagramm gewährt schon einen guten Einblick in die Kräfteverteilung und gestattet über den Spannungsabfall am Ende der Hochdruckexpansion, über den mittleren Aufnehmerdruck und über das Volumenverhältnis zu verfügen oder doch den Zusammenhang dieser wichtigen drei Größen zu erkennen.

Bei den hier erläuterten, von dem Herkömmlichen z. T. abweichenden Verfahren zur Feststellung der Lage der endgültigen Expansionslinie im Niederdruckzylinder, findet man auch den mittleren reduzierten Druck ohne Zuhilfenahme von Völligkeitskoeffizienten und gewinnt dabei einen Einblick in die sonst nicht leicht zu übersehenden Ursachen, welche die Völligkeit beeinflussen.

3. Man gehe von dem Füllungspunkt A, für dessen Wahl weiter unten Angaben gemacht sind aus und verzeichne die Expansionslinie des HDZ nach dem Gesetz $pv^n = \text{const.}$ mit einem Exponenten, den man für die besonderen Verhältnisse für passend hält, bis H oder auch bis H'.

Es werde angenommen, daß der Dampf, wenn er vorher überhitzt war, bis zum Punkte H durch Expansion die Überhitzung verloren habe und von da ab nach dem Gesetz $pv = \text{const.}$ oder was ziemlich auf das gleiche hinauskommt, nach dem Gesetz unveränderter gesättigter Reindampfgewichte[1]) expandiere.

4. Setzt man vorerst voraus, der Dampf expandiere im HDZ bis Q, d. h. bis zur Linie des Eintrittsdruckes im Niederdruckzylinder, und es finde der Übergang des Dampfes aus dem HDZ in den NDZ ohne Drosselung statt, so muß das Hubvolumen des HDZ gleich V_1' sein.

Geht man jetzt zu einem wesentlich kleineren Hubvolumen V_1 des HDZ über und hält an dem eintretenden Dampfgewicht, welches durch den Punkt A bestimmt ist, fest, so bleibt auch die in den NDZ eintretende und in ihm in Erscheinung tretende Dampfmenge unverändert. Es ergibt sich, wenn man durch Abschluß des Einlasses in den NDZ im Punkte Q den Zwischendruck auf derselben Höhe h hält, ein namhafter Spannungsabfall am Ende der Hochdruckexpansion.

Da das in den NDZ eintretende Dampfgewicht dasselbe bleibt wie vorher, müssen auch die das Dampfgewicht darstellenden Rechtecke dieselben bleiben, also z. B. das Rechteck von der Höhe h gleich $OXQP$, womit auch der Punkt Q mit der durch die Rechteckdarstellung gegebene Annäherung der Ausgangspunkt der Expansionslinie im NDZ bleibt. Das Kurvenstück

[1]) Unter Dampfgewicht im Sinne der nachstehenden Betrachtungen werde bei nassem Dampf das Reindampfgewicht, d. h. das Gewicht des gesättigten Dampfes ohne das darin enthaltene Wasser verstanden. Die Druckveränderungen beim Übergang aus dem HDZ in den NDZ sind nur mäßig groß und für solche Druckveränderungen gilt mit guter Annäherung das Gesetz der Proportionalität zwischen spezifischem Gewicht und Druck. Nach der Eigenschaftstabelle des Wasserdampfes ist für das in Frage kommende Gebiet

für $p =$	1,2	1,4	1,6	2,0	2,5	3,0
$\gamma =$	0,690	0,800	0,901	1,110	1,368	1,622
$\frac{\gamma}{p} =$	0,574	0,571	0,563	0,552	0,548	0,540

$G = \gamma V = \frac{\gamma}{p} p V \backsim = \text{const} \cdot pV$. Die Rechtecke aus Druck und Volumen stellen also näherungsweise die Dampfgewichte dar. Die Kurve gleicher Dampfgewichte kann auf kurze Länge durch eine gleichseitige Hyperbel dargestellt werden.

HQ wird jetzt jedoch nicht beschrieben, sondern ist als Kurve gleicher Dampfgewichte oder als Verwandlungskurve gleicher Rechtecke anzusehen. Es muß, wenn in beiden Fällen von dem Unterschied der Kompressionsreste und der Austauschverluste in beiden Zylindern vorerst abgesehen wird, das durch das Rechteck *OGHJ* dargestellte Dampfgewicht näherungsweise gleich den durch das Rechteck *OXQP* dargestellten Dampfgewicht sein. Das würde bedeuten, daß die Punkte *H* und *Q* auf einer gleichseitigen Hyperbel mit dem Gesetz pV gleich const. liegen.

Wenn die Expansionslinie des HDZ im ersten Falle zwischen *H* und *Q* ein anderes Gesetz als $pV =$ const. befolgt und wenn man statt der Dampfgewichtsdarstellung durch Rechtecke das genaue Gesetz einführt, können

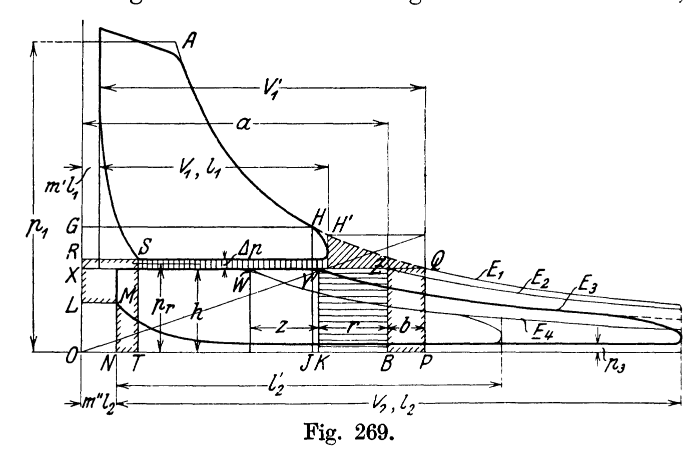


Fig. 269.

die beiden, sich in dem einen und anderen Falle ergebenden Punkte *Q* nur wenig auseinander liegen, da die beiden Linien den Punkt *H* gemeinsam haben .und verhältnismäßig kurz sind.

5. Es folgt hieraus der wichtige Satz: **Durch die Einführung eines Spannungsabfalls am Ende der Hochdruckexpansion entsteht keine Verminderung des im NDZ in Erscheinung tretenden sichtbaren Dampfgewichtes.**

Auch ein Übertrittsdrosselverlust $\varDelta p$ (Fig. 269), der nunmehr eingeführt werde, ergibt keinen Rückgang in der Expansionslinie, da mit der Drosselung ebenfalls kein Dampfgewichtsverlust verbunden ist. Die Rechnung mit den gleichen Rechtecken führt auch hier wieder auf den Punkt *Q*.

6. Wenn durch den Spannungsabfall und den Übertrittsdrosselverlust eine Verschiebung von *Q* auf der Richtung *XQ* eintritt, so kann sie nur nach rechts gerichtet sein, als Folge der durch die Arbeitsverluste bedingten, mit Volumenvergrößerungen verbundenen Wärmeentwicklung. Der Einfluß ist rechnungsmäßig gering. Die durch den Spannungsabfall und durch die Übertrittsdrosselung entstehenden Arbeitsverluste sind in der Figur schräg bzw. senkrecht schraffiert.

7. Die Abnahme des sichtbaren Dampfgewichtes oder das Zurücktreten der Expansionslinie im NDZ ist auf andere Ursachen zurückzuführen, und zwar auf den Unterschied der Kompressionsreste im HDZ und NDZ und auf den Unterschied des inneren Wärmeaustausches in beiden Zylindern.

Die Wirkung des Unterschiedes der Kompressionsreste kann leicht mit Hilfe der Darstellung der Dampfgewichte durch Rechtecke ermittelt werden. Es wird dargestellt durch das Rechteck *OGHJ*, das am Ende der Hoch-

druckexpansion im HDZ vorhandene Reindampfgewicht, wenn etwa überhitzter Dampf bis dahin oder vorher den Sättigungspunkt erreicht hat, durch das Rechteck *ORST* die bei Beginn der Kompression im HDZ enthaltene und also in ihm verbleibende Dampfmenge. Es tritt also die Differenz *OGHJ—ORST* in den NDZ über. In diesem befindet sich aber noch der Kompressionsrest *OLMN*, welcher zu dem aus dem HDZ kommenden Dampfgewicht hinzukommt. Es muß also im NDZ in Erscheinung treten das Dampfgewicht

$$OGHJ - ORST + OLMN$$

oder

$$OGHJ - (ORST - OLMN)\,.$$

Der Klammerausdruck ist die in Fig. 269 mit einer inneren Randschraffierung versehene Fläche *LRSTNML*. Sie werde ausgemessen, mit f bezeichnet und in ein Rechteck von der Höhe h verwandelt. Die Breite b dieses Rechteckes ist dann

$$b = \frac{f}{h}\,.$$

Um diesen Betrag ist die Länge XQ zu kürzen, indem $QZ = b$ gemacht wird; das Rechteck *BZQP* ist dann gleich f. Das Rechteck *OXZB* stellt das im NDZ sichtbar arbeitende Dampfgewicht dar; in Z setzt die bezügliche Expansionslinie E_2 ein. Dieser Expansionslinienanfang gilt, wenn kein Wärmeaustausch zwischen den Wandungen stattfindet und auch dann, wenn die Eintrittskondensation im NDZ ebenso groß ist wie das Nachdampfen im HDZ.

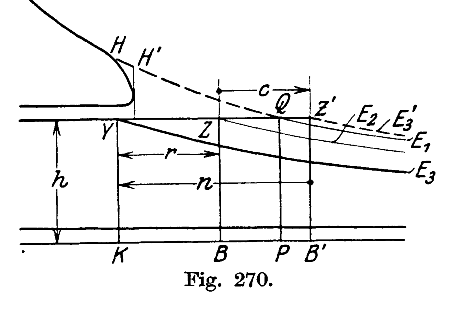
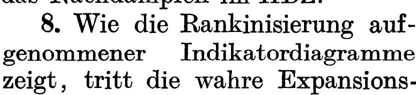


Fig. 270.

8. Wie die Rankinisierung aufgenommener Indikatordiagramme zeigt, tritt die wahre Expansionslinie (E_3 Fig. 269) noch erheblich hinter der soeben gefundenen zurück. Die Ursache dieses Rückganges sind die Austauschverluste:



Nachdem der HDZ im Punkte H geöffnet ist, liefert er, bis zum Punkte S, ohne daß dies im Diagramm zunächst sichtbar in Erscheinung tritt, eine erheblich größere Reindampfmenge ab, als oben aus dem Diagramm berechnet wurde, indem die Wandungen unter dem Einfluß der niedrigen Temperatur und vor allem des niedrigen Druckes im Zylinder Wärme abliefern und hauptsächlich durch das Nachdampfen der auf den Wandungen niedergeschlagenen Wasserschicht die Reindampfmenge vermehren.

Wenn nun im Niederdruckzylinder nicht aufs neue Eintrittskondensation stattfände, würde dieser Vorgang nicht ein Zurückgehen, sondern ein Verschieben der Expansionslinie von Z aus nach rechts zur Folge haben. Wenn man (Fig. 270) die durch Wärmeabgabe von den inneren Wandungsschichten des HDZ während der Austrittsperiode erzeugte Vergrößerung des Reindampfgewichtes durch ein Rechteck $BZZ'B'$ von der Höhe h darstellt, so würde sich der Expansionsbeginn um die Länge c bis zum Punkte Z' verschieben.

9. Nun schlägt sich aber im Niederdruckzylinder eine erheblich größere Dampfmenge nieder, als aus dem HDZ nachdampft. Wenn man die beim Ein-

tritt des Dampfes in den NDZ sich niederschlagenden Dampf und die damit räumlich so gut wie verschwindende Dampfmenge wieder durch ein Rechteck von der Höhe h darstellt (Rechteck $KYZ'B'$), so tritt der Expansionsbeginn gegen Z' um die Länge n zurück und es stellt das Rechteck $KYZB$ die Differenz der beiden Dampfgewichte dar, welche im Diagramm in Erscheinung tritt.

Die durch das Rechteck $KYZB$ dargestellte Differenz werde Niederschlagsdifferenz genannt. Wenn diese vom Verfasser in seinen Vorträgen und Unterrichtsdrucksachen seit längerer Zeit eingeführte Benennung auch nicht ganz genau den Vorgang kennzeichnet, weil das Nachdampfen im HDZ nicht genau gleich dem in ihm gebildeten Niederschlag ist, auch bei überhitzt gewesenem Dampf die Wärmeablieferung z. T. in andere Art als durch Nachdampfen erfolgt, so trifft sie doch den Kernpunkt der Sache. Die Kennzeichnung des Rückganges als Differenz ist auch für die richtige Abschätzung seiner Größe auf Grund der in beiden Zylindern verschieden großen Wirkung der schädlichen Flächen, der Heizung und der Überhitzung von Wichtigkeit. Die zuweilen zu findende Benennung Kondensation im Aufnehmer für den Rückgang der Expansionslinie ist fehlerhaft und bezüglich des Zusammenhanges zwischen Ökonomie und Rückgang irreleitend.

10. Um den durch die vorstehend erläuterten Vorgänge entstehenden Rückgang $r = n - c$ beim Entwurf richtig einschätzen zu können, ist die Kenntnis der beiden Glieder n und c nach Versuchen mit Verbundmaschinen mit verschiedenen Heizungsverhältnissen Überhitzungsraden usw. erforderlich. Eine einigermaßen zuverlässige Grundlage bilden nur Versuche, mit Dampfverbrauchsmessung. Aus ihnen läßt sich der Punkt Z' bestimmen nachdem die Diagramme rankinisiert sind, so daß die beiden Größen c und n einzeln erhalten werden.

Solche ausgewerteten Versuche mit Dampfverbrauchsmessung liegen aber in der Literatur in nur sehr beschränkter Zahl vor, so daß man auch die Ergebnisse der zahlreicheren Versuche mit zu Rate ziehen muß, welche ohne Verbrauchsmessung, lediglich durch Indizierung der Maschinen gewonnen wurden. Diese liefern nach Rankinisierung der Diagramme bei Berücksichtigung der Kompressionsreste nur den Punkt Z und Y und damit die Differenz r ohne die Teile, aus der sie zusammengesetzt ist. Sie ist zwar diejenige Größe, welche man für den Entwurf benötigt; um aber die Ergebnisse auf Maschinen mit verschiedenen Heizungsverhältnissen zu übertragen, muß man eine wenigstens schätzungsweise Zerlegung in ihre Teile vornehmen.

11. Eine große Niederschlagsdifferenz kann nämlich sowohl durch ein großes n wie ein kleines c entstehen. Wenn die Austauschverhältnisse im HDZ günstig und die schädlichen Flächen klein sind, wird sich wenig Wasser an den Wandungen niederschlagen, und wenn wenig Wasser vorhanden ist, kann auch nur wenig nachdampfen; c wird klein und r bei zunächst unverändert angenommenem n groß, d. h. geringe Wärmeverluste im HDZ erhöhen die Niederschlagsdifferenz. Der scheinbare Verlust, wie er sich im rankinisierten Diagramm durch die Niederschlagsdifferenz und den damit verbundenen Rückgang der Expansionslinie zu erkennen gibt, wird also durch gute Verhältnisse im HDZ vergrößert. Es ist daher ganz falsch, aus einem starken Zurücktreten der Expansionslinie im NDZ auf eine schlechte Ökonomie zu schließen.

Maschinen mit überhitztem Dampf, dessen Überhitzung bis zum Austritt aus dem HDZ reicht, ferner auch Sattdampfmaschinen mit besonders ausgiebiger Heizung des HDZ und sorgfältiger Einschränkung der schädlichen Flächen in demselben ergeben eine größere Niederschlagsdifferenz als Maschinen mit weniger guten Verhältnissen im HDZ, so daß neuere Maschinen nicht selten eine größere Niederschlagsdifferenz aufweisen als ältere. Auch der Völligkeitsgrad ist bei guten wärmewirtschaftlichen Verhältnissen im HDZ in der Regel niedriger.

Zwischenüberhitzung verbessert die Verhältnisse im NDZ und vermindert daher die durch n ausgedrückten Austauschverluste und damit auch die Niederschlagsdifferenz r.

12. Man kann die Größe c und n etwa, wie folgt, als Teile der Länge XZ (Fig. 269), die mit a bezeichnet werde, einschätzen.

Hochdruckzylinder.

Zustand des eintretenden Dampfes	gesättigt		überhitzt
Zustand der Wandung	ungeheizt	geheizt	ungeheizt
	c = (0,2 bis 0,25) a	(0,15 bis 0,2) a	(0,05 bis 0,1) a

Niederdruckzylinder.

Der Dampf gelangt, auch wenn er beim Eintritt in den HDZ ziemlich stark überhitzt war, meist nicht mehr überhitzt, oder doch nur sehr schwach überhitzt in den NDZ. Wenn keine Zwischenüberhitzung stattfand, kann n geschätzt werden.

Zustand der Wandung	ungeheizt	geheizt
	n = (0,3 bis 0,35) a	(0,2 bis 0,25) a

Hiernach würde z. B. beim Betrieb mit gesättigtem Dampf, wenn der HDZ ungeheizt, der NDZ normal geheizt ist (mit reduziertem Frischdampf oder mit Receiverdampf) $r = 0{,}05$ a betragen. Wenn der HDZ überhitzten Dampf erhält (von etwa 300°) der NDZ ungeheizt ist, würde $r = 0{,}25$ a betragen, bei nicht gleichsinniger Verschiebung der Grenzen $r =$ (0,2 bis 0,3) a. Bei geheiztem NDZ würde $r =$ (0,1 bis 0,2) a gefunden werden.

Es ist anzunehmen, daß bei zunehmender Belastung und gleichbleibender Niederdruckfüllung die Niederschlagsdifferenz absolut zunimmt, relativ abnimmt, vgl. Art. 142.

Die obigen Angaben, insbesondere die von n, setzen voraus, daß die schädlichen Flächen der schädlichen Räume klein gehalten sind. Wenn auf die Einschränkung derselben beim NDZ kein Wert gelegt ist, können die Werte n nicht unbeträchtlich größer ausfallen, womit dann auch r steigt. Bei kleinen Maschinen ist wegen der kleineren Kolbengeschwindigkeit und dem häufigeren Wärmewechsel (höhere Drehzahl) auch bei guter Ausführung mit einem höheren n zu rechnen (vgl. Anh. 18). Einen besseren Einblick in die mittelbar durch die Schätzung der Expansionsexponenten und der Niederschlagsdifferenz gemachten Voraussetzungen, wird man gewinnen, wenn man noch die Sättigungslinie und die Adiabate für einen geschätzten Dampfverbrauch C_i nach Art. 3 bis 5 des Anhanges 18 einträgt.

13. Wenn dem Aufnehmer Dampf zu Heiz- oder Kochzwecken entnommen wird (Anzapfmaschine, Zwischendampfentnahme) tritt ein weiterer, in der Regel noch viel beträchtlicherer Rückgang ein, der im vorläufigen Diagramm ebenso zu behandeln ist wie die Niederschlagsdifferenz. Wenn die sichtbar zu entnehmende Dampfmenge G_e in kg pro Stunde gegeben ist, so ist die pro Hub entnommene Menge gleich $G_e \frac{1}{2 \cdot n \cdot 60}$, also z. B. für $G_e = 600$ und die Drehzahl $n = 80$, gleich 0,0625 kg pro Hub. Wenn dann z. B. der Entnahmedruck gleich 2,5 at abs. (1,5 at Überdruck) ist, beträgt das spezifische Volumen des trockenen gesättigten Dampfes laut Eigenschaftstabelle des Wasserdampfes 0,731 m³. Der Dampfraum von 0,0625 kg ist also gleich $0{,}731 \cdot 0{,}0625 = 0{,}0457$ m³.

Wenn das Hubvolumen des Niederdruckzylinders 0,3636 m³ (entsprechend der auf S. 124 berechneten Maschine) ist, so ist das sichtbare Entnahmevolumen $0{,}0457/0{,}3636 = 0{,}125$ Teile oder 12,5% des Hubvolumens des Niederdruckzylinders. Ist die Darstellungslänge des Hubvolumens im vorläufigen Diagramm gleich 200 mm gewählt, so ist der Rückgang durch Dampfentnahme in der Höhe des Entnahmedruckes gemessen $= 200 \cdot 0{,}125 = 25$ mm.

In Fig. 269 ist der durch Zwischendampfentnahme entstehende weitere Rückgang $YW = z$ eingetragen; es entsteht die Expansionslinie E_4.

14. Ob die wirklich abgegebene Dampfmenge größer oder kleiner ist als die sichtbar in Erscheinung tretende, ist nicht leicht zu sagen: Man könnte geneigt sein, die wirklich abgegebene Dampfmenge größer anzunehmen, weil der Entnahmedampf nicht in den Niederdruckszylinder gelangt, ihm also das Nachdampfen des HDZ zugute kommt. Es sind aber die Veränderungen, welche die Eintrittskondensation im Niederdruckzylinder infolge der Verminderung des in den Zylinder gelangenden Dampfgewichts erfährt, schwer zu übersehen. Es wird auch zu unterscheiden sein, ob es sich um betriebliche Änderungen der Entnahmemenge handelt oder um einen Vergleich einer Maschine mit Entnahme mit einer anderen ohne Entnahme, deren jede den an sie gestellten Anforderungen in baulicher Beziehung besonders angepaßt ist, wobei die bauliche Anpassung in erster Linie das Volumenverhältnis betreffen würde.

Wenn hier dem Beispiel die Maße der auf S. 124 berechneten Maschine zugrunde gelegt wurden, soll damit nicht gesagt sein, daß diese Maschine für die Entnahme von Zwischendampf in ihren Verhältnissen und für die Entnahme bei dem angenommenen Zwischendruck geeignet ist.

15. Der Völligkeitsgrad ist bekanntlich das Verhältnis der Arbeitsflächen des Gesamtdiagramms zu der Fläche eines umhüllenden Diagramms mit der Linie $pV =$ const., ausgehend von dem Punkte A (Fig. 269) als umhüllende Expansionslinie.

Die Hütte gibt in der 22. und 23. Auflage, Teil II, S. 114, unter Einrechnung des schädlichen Raumes des HDZ in das umhüllende Diagramm den Völligkeitsgrad an: Bei

1. langsam gehenden Maschinen mit viel Heizung	bis 0,75
2. neueren Maschinen mit Naßdampf	0,65 bis 0,70
3. „ „ „ mäßiger Überhitzung	0,57 bis 0,67
4. „ „ „ hoher Überhitzung	0,55 bis 0,60
5. Maschinen mit Überhitzung und mit Zwischenüberhitzung	0,60 bis 0,65

Vgl. auch die ganz rohe Rechnungsweise Anhang 16, Art. 9.

Zuweilen wird der schädliche Raum nicht mit in das umhüllende Diagramm eingerechnet; damit ist der Völligkeitsgrad begrifflich anders festgelegt; die Werte für ihn liegen entsprechend höher (vgl. auch S. 438 unten).

Wenn man die umhüllende gleichseitige Hyperbel durch den Diagonalpunkt D (Art. 16) legt, ist die Schätzung des Völligkeitsgrades sicherer, weil die Verschiedenheiten in den Flächen bei ungleichen Bedingungen nicht so groß werden. Auch hier ist der Völligkeitsgrad begrifflich wieder ein anderer, so daß auf Grund von Vergleichen mit aufgenommenen und rankinisierten Diagrammen andere Normalwerte für verschiedene Maschinenarten aufzustellen sind als oben angegeben, die dann für die Schätzung von p_{red} dienen können.

16. Wahl der Füllung. Nach Ansicht des Verfassers ist es, sofern man nicht überhaupt von dem mittleren reduzierten Druck ausgeht (vgl. Anhang 1, Art. 12 bis 13 und Anhang 15, Art. 5 bis 10) zweckmäßig, nicht von der eigentlichen Füllung, sondern von der Diagonalfüllung auszugehen. Mit diesem neueingeführten Begriff werden die Füllungsregeln für gesättigten und überhitzten Dampf weniger voneinander verschieden als bei einer Füllungsfestsetzung im gewöhnlichen Sinne, und auch weniger abhängig von der Annahme des Exponenten der Expansionslinie. Da stark abfallende Expansionslinie und starke Niederschlagsdifferenz im allgemeinen gleichzeitig auftreten, tritt bei der Rückwärtskonstruktion der Expansionslinie eine Art Ausgleich ein. Es werde gesetzt für die normale Leistung

$$d = \frac{0{,}92 \text{ bis } 0{,}98}{\sqrt{p_1} + 2} V_n,$$

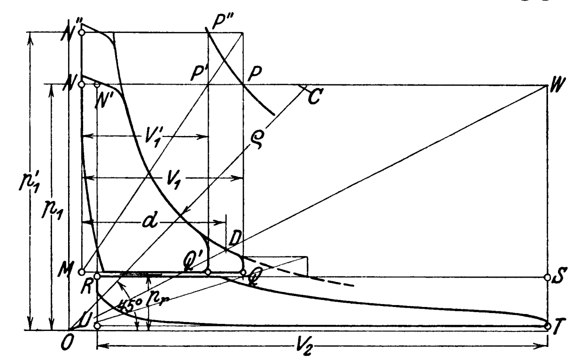


Fig. 271.

worin p_1 den mittleren Eintrittspunkt bezeichnet. Bei überhitztem Dampf möge der Zähler noch um 0,04 erhöht werden. Es werde gemäß Fig. 271 im Abstande d vom Hubende[1]) des HDZ eine Vertikale gezogen, welche in die Diagonale OW des Gesamtdiagramms in D einschneidet. Von D aus werde die Expansionslinie des HDZ rückwärts mit dem für passend erachteten Exponenten der Polytrope konstruiert und, soweit das noch nötig ist, nach unten zu vorwärts. Die Rückwärtskonstruktion ergibt dann die ideelle Füllung.

Die dem Steuerungsentwurf zugrunde zu legende Abschlußfüllung ist natürlich unter Annahme eines angemessenen Füllungszuschlages größer anzunehmen (vgl. Anhang 14 und Fig. 259).

17. Nebenbei sei noch bemerkt, daß die Linie $pV = \text{const.}$ hier mit dem schon in Art. 2 des Haupttextes angegebenem Verfahren sehr schnell und ohne Berechnung des Krümmungsradius in ihren mittleren Verlauf gezeichnet werden kann. Man ziehe außer der Diagonale des Gesamt-

[1]) Diese Grenze weicht von der bei einstufigen Maschine gewählten (Anhang 15, Art. 4 und Fig. 268) ab wegen der bei Verbundmaschinen fast stets sehr hochreichenden Kompression im HDZ.

diagramms noch die 45°-Linie durch O, schneide mit einem Kreis um D mit dem Radius DO in die 45°-Linie in C ein und schlage um C einen Kreis mit dem Radius DO. Der Radius wird dann etwas größer als der Krümmungsradius im Scheitel der Hyperbel, wie das nach Art. 2 auch angemessen ist. Vorausgesetzt ist dabei, daß das Verhältnis von Höhe und Länge des Gesamtdiagramms in den üblichen Grenzen von 0,5 bis 0,7 bleibt. Der so gezeichnete mittlere Teil der Expansionslinie $pv =$ const. ist zum anschaulichen Vergleich mit anderen wahren oder beim Entwurf geschätzten durch den Diagonalpunkt gehenden Expansionslinien ebenso geeignet wie manche sog. Charakteristiken.

18. Das **Volumenverhältnis**, d. h. das Verhältnis des Hubvolumens des HDZ zu dem des NDZ, welches im Art. 27 mit $1 : k$ im Anhang 1, Art. 11 bis 13 mit u bezeichnet ist, liegt bei den heutigen Eintrittsdrucken von 10 bis 12 at zwischen 1 : 2,8 und 1 : 3,2. Man mag es bei Maschinen mit Kondensation etwa wählen gleich $1 : (0{,}8 + 2\,p_1)$ bis $1 : (1 + 2\,p_1)$. worin p_1 der mittlere Eintrittsdruck ist, ohne sich streng an diese Faustregel zu halten. Bei Maschinen mit gleichzeitigem Hubwechsel, d. h. bei Tandemmaschinen und Maschinen mit einem Kurbelvorsatz von 180°, ist das Volumenverhältnis im Mittel etwas kleiner anzunehmen, als oben angegeben. Wenn bei Maschinen mit einem Kurbelvorsatz von 180° getrennte Aufnehmer von sehr kleinem Inhalte angewandt werden, wird das Volumenverhältnis besonders klein gewählt, bis herab auf 1 : 4. Die Gründe werden bei Auftragung der endgültigen Arbeitsdiagramme mit Hilfe der Raumdiagramme erkennbar werden.

Bei Maschinen mit Auspuff ist das Volumenverhältnis größer zu wählen. Man findet es bei Verbundlokomotiven gleich 1 : 2,3 bis 1 : 2,8.

19. Für die Bemessung des Volumenverhältnisses wird vielfach die Forderung gestellt, daß die Arbeiten sich möglichst gleichmäßig auf beide Zylinder verteilen. Die Forderung hat wenig Berechtigung. Bei Zweikurbelverbundmaschinen hat sie insofern eine gewisse Bedeutung, als sie gleichzeitig auf gleichmäßige Drehkräfte hinwirkt, doch ist das Volumenverhältnis, welches gleiche Arbeiten und möglichst gleichmäßige Drehkräfte ergibt, nicht ganz das gleiche. Da aber die Wirkung des Volumenverhältnisses auf die Gleichmäßigkeit der Drehkräfte im voraus schwer zu übersehen ist, mag man beim Vorentwurf den gleichen Arbeiten eine gewisse, aber nicht vorwiegende Bedeutung beimessen. Die Rücksicht scheidet aus bei Tandemmaschinen und bei Maschinen mit 180° Kurbelversatz, ferner dann, wenn für die Bemessung des Schwungrades nicht der Gleichförmigkeitsgrad, sondern die Außenschwankungen maßgebend sind (vgl. den Haupttext Art. 126 bis 128).

20. Eine ganz unberechtigte Forderung für die Wahl des Volumenverhältnisses ist die, daß das Temperaturgefälle auf beide Zylinder gleichmäßig verteilt sein soll. Zwar ist anzunehmen, daß die Verteilung des Temperaturgefälles einen nicht unerheblichen Einfluß auf die Ökonomie hat; daß aber die Gleichteilung des Temperaturgefälles das Richtige trifft, entbehrt nicht nur jeglicher Begründung, sondern ist sogar bei den großen schädlichen Flächen des NDZ sehr unwahrscheinlich. Die Forderung könnte nur heißen: wirtschaftlich günstige Verteilung des Temperaturgefälles. Welches aber die günstigste Verteilung ist, darüber fehlt es noch fast vollständig an Anhaltspunkten und es ist auch anzunehmen, daß die

günstigste Verteilung stark von der Höhe der Überhitzung und von den Heizungsverhältnissen abhängt.

21. Die in ihren Wirkungen auf die Herstellungskosten der Maschine am leichtesten zu übersehende Forderung ist die gleicher Höchstkräfte in beiden Zylindern, oder für Einkurbelverbundmaschinen (Tandemmaschinen) die Forderung, daß die Summe der Kräfte bei gegebenem Eintrittsdruck bei der ungünstigsten Belastung ein Minimum wird (vgl. hierüber den Haupttext Art. 320 bis 337).

Meist ist auch dieser Grundsatz nicht voll erfüllbar und es sind oft die Rücksichten auf Beschränkung der Zahl der Modelle und ihre Abstufung ausschlaggebend. Oft kann man sich durch Zulassung eines mehr oder weniger großen Spannungsabfalls, der bei gewähltem mittleren Aufnehmerdruck einen starken Einfluß auf die Kräfte im HDZ hat, helfen (vgl. auch Art. 22). Der wirtschaftliche Nachteil eines etwas größeren Spannungsabfalls ist nicht so groß, wie vielfach angenommen wird (vgl. Art. 5 und 6 dieses Anhanges), doch steht der Anwendung eines im Vergleich zum NDZ allzu kleinen HDZ oft die unzulängliche Steigerungsfähigkeit der Leistung entgegen, indem bei festliegendem e_{red} für die normale Leistung und festliegendem Hubvolumen des NDZ die Füllung e_h des HDZ bei der Normalleistung um so größer wird, je kleiner der HDZ gewählt wird (Art. 22).

Da die verschiedenen Rücksichten nicht auf das gleiche Volumenverhältnis führen, muß man, soweit man ihnen Berechtigung zuerkennt, zwischen den verschiedenen Werten vermitteln.

22. Ein gutes vorläufiges Bild von der Verteilung der Kräfte und der Wirkung veränderter Annahmen über das Volumenverhältnis und den Spannungsabfall geben die den Einzeldiagrammen umschriebenen Rechtecke im vorläufigen Diagramm. Ihre Fläche stellt bei Gleichdruck im Aufnehmer die Kräfte im HDZ und NDZ in gleichem Maßstabe dar; denn die Diagrammlängen sind den Hubvoluminas, bei gleichem Hub also den Kolbenflächen proportional, die Höhen der Rechtecke den Druckunterschieden auf die Kolbenflächeneinheit.

In Fig. 271, S. 351 würde also die Fläche des Rechteckes $MNPQ$ die Kolbenkraft des HDZ, die Fläche $URST$ die Kolbenkraft des NDZ darstellen. Man erkennt zunächst, welchen starken Einfluß auf die Kräfteverteilung der mittlere Aufnehmerdruck hat, den man auch an einer fertigen Maschine noch durch Änderung der Niederdruckfüllung bei gleichbleibender Leistung verändern kann. Wenn man beim Entwurf, bevor das Volumenverhältnis endgültig festgelegt ist, von dem Volumen V_1 des HDZ zu dem Volumen V_1' übergeht, so vermindert sich die Kolbenkraft des HDZ um das Rechteck $Q'P'PQ$. Die Kräfte bei dem kleinen Spannungsabfall stehen zu dem bei dem großen im Verhältnis V_1 zu V_1', ohne daß p_{red} bei unverändertem e_{red} sich erheblich ändert.

23. Auch für die Beurteilung der in einer Verbundmaschine im Vergleich zu einer Einzylindermaschine von gleichem Eintrittsdruck und gleichem Expansionsgrad auftretenden Kräfte bilden die Flächen der umschriebenen Rechtecke ein sehr anschauliches Bild. Für gleichen Expansionsgrad müßte das Volumen des Zylinders der Maschine mit einstufiger Expansion gleich dem des NDZ der Verbundmaschine sein. Gibt man der Maschine auch den gleichen Hub, so stellt das dem Gesamtdiagramm umschriebene Rechteck die Kräfte der Einzylindermaschine dar, während die Summe der den Einzeldiagrammen der Verbundmaschine

umschriebenen Rechtecke die in ihr auftretenden Gesamtkräfte darstellt. So würde z. B. bei einer Einkurbelverbundmaschine (Tandemmaschine) die Summe der Rechtecke $MNPQ$ und $URST$ die Kolbenstangenkraft der Tandemmaschine darstellen, indem sich die Kolbenkräfte des HDZ und NDZ an der Kolbenstange addieren. Bei einer Einzylindermaschine würde das Rechteck $UN'WT$ die größte Kolbenkraft, welche der Triebwerksberechnung zugrunde zulegen ist, darstellen. Man erkennt den gewaltigen Unterschied zugunsten der Verbundmaschine, welcher bekanntlich der Grund dafür ist, daß man bei Einzylindermaschinen, um auf keine zu großen Triebwerkkräfte zu kommen, im allgemeinen kleinere Eintrittsdrucke und geringere Expansionsgrade anwendet als bei Verbundmaschinen, mit ein Grund für die bessere Ökonomie der Verbundmaschinen.

Von der großen Ersparnis an Triebwerkskraft geht ein kleiner Teil ab durch die Veränderlichkeit der Ausschubgegendrucke im HDZ und der Eintrittsdrucke im NDZ (vgl. Art. 26ff), ferner bei unveränderlicher Füllung ein nicht unbeträchtlicher Teil durch die Veränderung, welche der mittlere Aufnehmerdruck bei veränderter Leistung der Maschine erfährt (vgl. Art. 138 bis 146, ferner Haupttext, Art. 325ff.).

Bei Mehrkurbelverbundmaschinen muß man billigerweise Maschinen mit einstufiger Expansion und gleicher Zahl der Kurbelgetriebe (Zwilling, Drilling) zum Vergleich benutzen.

24. Man kann die Darstellung der Kolbenkräfte durch die umschriebenen Rechtecke bei Verbundmaschinen auch für die Beurteilung der Wirkung des gewählten Eintrittsdruckes im Zusammenhang mit dem gewählten Spannungsabfall benutzen. Hält man beim Entwurf, nachdem man den Aufnehmerdruck p_r als passend für den mittleren Eintrittsdruck p_1 gewählt hat, an dem gefundenen p_r fest und geht nun unter Beibehaltung des arbeitenden Dampfgewichtes zu einem höheren Dampfdruck über, von p_1 zu p_1' (Fig. 271), so ändert sich dadurch an der größten Kolbenkraft des HDZ nichts, wenn man das dem Diagramm des HDZ umschriebene Rechteck konstant läßt, also den Spannungsabfall entsprechend vergrößert.

Der Punkt M liegt bei den gemachten Annahmen fest. Legt man also durch P eine gleichseitige Hyperbel mit M als Asymptotennullpunkt, so ist dies die Kurve gleicher umschriebener Rechtecke und damit auch gleicher Kolbenkräfte im HDZ. Mit dem Eintrittsdruck p_1' ergeben sich also keine größeren Triebwerkskräfte als mit dem Eintrittsdruck p_1, wenn V_1 auf V_1' vermindert wird[1]). (Vgl. auch Anhang 18, Art. 44).

Der Gewinn an Arbeit durch den höheren Eintrittsdruck ist bei den in Fig. 271 gewählten Verhältnissen erheblich größer als der Verlust durch den größeren Spannungsabfall. Man darf bei der Einschätzung des wärmewirtschaftlichen Gewinns freilich nicht außer acht lassen, daß bei höheren Eintrittsdrucken auch die Austauschverluste etwas größer sind (vgl. Anhang 18, Art. 144) und ferner bei dem stärkeren Spannungsabfall auch die Druckschwankungen im Aufnehmen größer werden, womit die

---

[1]) Für die Kräfteberechnung ist hier ebenso wie im Art. 28 des Haupttextes der mittlere Eintrittsdruck statt des Anfangseintrittsdruckes zugrunde gelegt. Dafür besteht bei Berücksichtigung der Beschleunigungskräfte auch eine gewisse innere Berechtigung. Aber auch bei Betrachtung der statischen Kräfte allein ist das Kräfteverhältnis für beide Fälle ziemlich das gleiche, da der Unterschied zwischen Anfangs- und mittlerem Eintrittsdruck beiden Fällen zugute kommt.

Flächen desselben in etwas stärkerem Maße als schädliche Flächen wirken, also ein stärkerer verschleppter Wärmeaustausch an ihnen stattfindet (vgl. Anhang 18, Art. 115).

Über die Kräfteverhältnisse in Verbundmaschinen vgl. auch Haupttext Art. 320 bis 337.

25. Eine besondere Behandlung von Fall zu Fall verlangen bei den **Fragen des Volumenverhältnisses** die **Entnahmeverbundmaschinen,** d. h. Maschinen, aus deren Aufnehmer größere Dampfmengen zu Heiz- oder Kochzwecken entnommen werden. Wenn mit einer einigermaßen dauernden Entnahme zu rechnen ist, wird der NDZ verhältnismäßig klein[1]) zu nehmen sein. Volumenverhältnisse 1 : 2, ja bis herab auf 1 : 1 sind oft angemessen. Der letztere, nur bei sehr großer Entnahme passende Wert liegt vor bei der sog. Missongmaschine[2]), einer zweistufigen Einzylindermaschine, deren eine Kolbenseite den Hochdruckteil, deren andere Kolbenseite den Niederdruckteil darstellt.

Raumdiagramme der Verbunddampfmaschinen.

26. Durch die Annahme eines unendlich großen Aufnehmers wurden beim vorläufigen Entwurfsdiagramm die Veränderungen, welche der Druck im Aufnehmer durch den Eintritt von Dampf aus dem HDZ und den Austritt von Dampf nach dem NDZ erfährt, ausgeschaltet.

Das vorläufige Diagramm ergibt gleichwohl, wenn es in der vorstehend erläuterten ausführlichen Weise entwickelt ist, schon ziemlich genau den mittleren reduzierten Druck, den man findet, indem man die Summe der Flächen des Hochdruckdiagramms und des Niederdruckdiagramms durch die (ohne schädlichen Raum gemessene) Länge des letzteren dividiert und die errechnete Höhe im Atmosphärenmaßstab mißt.

Es erwies sich auch als sehr geeignet zur schätzungsweisen Bestimmung der Kräfteverteilung. Für die genauere Feststellung der Kräfte für die Triebwerksberechnung müssen jedoch die Druckschwankungen infolge der endlichen Größe des Aufnehmers untersucht werden, die in der Austrittslinie des HDZ und in der Eintrittslinie des NDZ hervortreten. Der genauere Verlauf der letzteren ist auch zur Ermittlung der Füllung des NDZ erforderlich. Zur Bestimmung der Druckveränderungen ist die Kenntnis der Volumenänderungen der zusammenhängenden Räume notwendig; zu ihrer Bestimmung dienen die Raumdiagramme oder Volumendiagramme (vgl. auch Art. 291 bis 293 des Haupttextes).

Bezeichnungen für die Räume.

27. Die in Klammern gesetzten Bezeichnungen bedeuten die Darstellungslängen der Räume. Da bei den Raumdiagrammen alle Räume in gleichem Maßstab dargestellt werden, kann mit den Darstellungslängen

---

[1]) Bei dem in Art. 13 behandelten Beispiel, dessen Ergebnis in die Fig. 269 eingetragen wurde, sinkt für die gleiche in die Maschine eingelassene Dampfmenge der Druck im NDZ am Expansionsende erheblich tiefer als bei der Maschine ohne Zwischendampfentnahme. Das ist, wenn die Entnahme gleichmäßig ist oder um den angenommenen Wert herum mäßig stark schwankt, vom Standpunkt der Einschränkung der Anlagekosten der Maschine ungerechtfertigt. Expandiert man auf gleichen Enddruck, so würde das Volumen des NDZ erheblich kleiner sein dürfen, und zwar dürfte in Fig. 269 sein $l_2' (1 + m'') : l_2 (1 + m'') = XW : XY$.

[2]) Ztschr. d. V. d. I. 1913, S. 2030.

so gerechnet werden wie mit den Räumen selbst. Wenn der Darstellungsmaßstab ausnahmsweise verschieden ist (für HDZ, NDZ und R) gilt diese Vereinfachung natürlich nicht.

Kolbenfläche des HDZ . . . . F_h,
Kolbenfläche des NDZ . . . . F_n,
Hubvolumen des HDZ . . . . V_1, (l_1),
Hubvolumen des NDZ . . . . V_2, (l_2).
verhältnismäßige Größe des schädlichen
Raumes des HDZ . . . . m',
verhältnismäßige Größe des schädlichen
Raumes des NDZ . . . . m''.
Damit wird die absolute Größe der schädlichen Räume . . . . $m'V_1$ bzw. $m''V_2$
und ihre Darstellungsgröße . . . . $m'l_1$, (l') bzw. $m''l_2$, (l'').
Volumen des Receivers (Aufnehmers) . . . . R (a),

sog. Volumenverhältnis $\frac{V_1}{V_2} = \frac{l_1}{l_2}$ . . . . $\frac{1}{k}$[1],

also ist $\frac{V_2}{V_1} = k = \frac{1}{\mu}$.

Verhältnis $\frac{R}{V_2} = \frac{a}{l_2}$ . . . . q.

Wenn beide Zylinder gleichen Hub haben, wie es meist der Fall ist, verhalten sich die Hubvolumina wie die Kolbenflächen

$$\frac{F_h}{F_n} = \frac{1}{k}.$$

Es wird im nachfolgenden ein Entwicklungsgang gegeben, der von dem Herkömmlichen abweicht, aber den Vorzug hat, eine gemeinsame Grundlage für verschiedene (z. T. weniger gebräuchliche, aber doch recht empfehlenswerte) Darstellungsformen der Raumdiagramme zu bieten.

Begründung des ungleichen Maßstabes beider Kurbeln.

28. Fig. 272 ist eine Maschine mit beliebigem Kurbelversatz ($\mu > 90°$) und vorangehender ND-Kurbel in einer Kurbelstellung dargestellt, bei

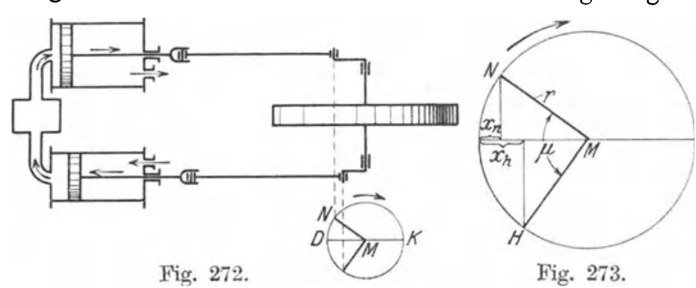


Fig. 272. Fig. 273.

welcher der Einlaß des NDZ auf der Deckelseite geöffnet ist und durch den gleichfalls geöffneten Auslaß des HDZ Dampf empfängt. Der Kolben

[1]) Über die Größe des Volumenverhältnisses vgl. Art. 18. Im Anhang 1 ist das Volumenverhältnis mit μ bezeichnet.

des HDZ bewegt sich bei der gezeichneten Kurbelstellung nach links, der des NDZ nach rechts; das geht aus der Bewegung der Projektionen der Punkte H und N auf die Kolbenweglinie in der Darstellung des Kurbelkreises in Fig. 272 hervor. Man denke sich dabei in den Kurbelkreis der Fig. 272 an den schräg nach unten gerichteten Arm noch ein H angefügt.

In Fig. 273 ist der Kurbelkreis noch einmal in größerem Maßstab herausgezeichnet. Die Summe der veränderlichen Räume beider Zylinder (ohne die unveränderlichen schädlichen Räume und den ebenfalls unveränderlichen Receiver) ist mit den Bezeichnungen der Figur

$$V = F_h x_h + F_n x_n\,; \qquad V = F_h \left(x_h + \frac{F_n}{F_h} x_n\right)\,; \qquad V = F_h\,(x_h + k\,x_n)\,^{1)}.$$

29. An Stelle der rechnerischen Multiplikation von x_n mit k, kann man eine geometrische Multiplikation treten lassen, indem man die ND-Kurbel k-mal so groß darstellt wie die HD-Kurbel. Es wird dann die Größe $y = k x_n$ unmittelbar als Projektion von N gefunden (Fig. 274). Die Darstellungsgröße kr der ND-Kurbel werde jetzt mit r_2, die Darstellungsgröße der HD-Kurbel mit r_1 bezeichnet; wird jetzt der Weg, den der Hochdruckkolben bis zum Hubende noch zurückzulegen hat, mit z (statt mit x_h) bezeichnet, so ist

$$V = F_h\,(z + y)\,,$$

F_h kann jetzt als Maßstabskonstante angesehen werden; $z + y$ ist dann die Darstellungsgröße des veränderlichen Volumens, und zwar in demselben Maßstabe, in welchem l_1 und l_2 in Fig. 274 die Hubvolumina darstellen.

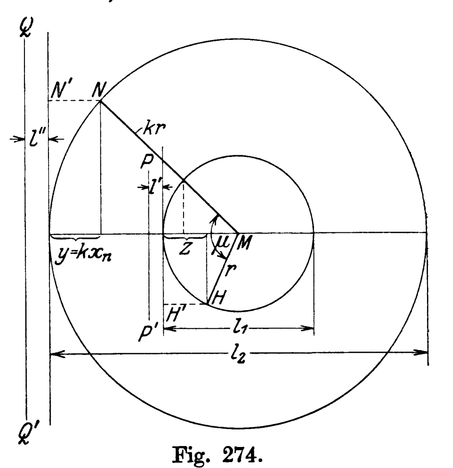


Fig. 274.

Aneinanderreihung der Räume.

30. Zu der Summe der beiden veränderlichen Größen z und y muß man die unveränderliche Größe des Receivers und der beiden schädlichen Räume hinzufügen, um den Gesamtraum beim räumlichen Zusammenarbeiten beider Zylinder zu erhalten. Der Maßstab der durch die Längen z, l', a, l'', y dargestellten Räume muß der gleiche sein, wenn die Längensumme unmittelbar für die Berechnung der Druckveränderungen benutzt werden soll. Es ist für die meisten Darstellungen der Raumveränderungen zweckmäßig, die unveränderlichen Längen l', a, l'' in die Mitte zu legen und an

1) Man hätte auch zwecks Berücksichtigung der endlichen Stangenlänge statt der geradlinigen Projektion die Bogenprojektion anwenden können, ohne daß daraus auch bei den nachherigen Maßstabsveränderungen irgendwelche Schwierigkeiten entstanden wären. Die Berücksichtigung der endlichen Stangenlänge hat indes wegen der fast stets vorhandenen Vereinigung der Receiver der Kurbel- und Deckelseiten keinen Zweck.

jedes Ende der unveränderlichen Länge $c = l' + a + l''$ (Fig. 275) eine der veränderlichen Längen anzusetzen, und zwar so, daß y an l'', d. h. an den schädlichen Raum des NDZ, z an l', d. h. an den schädlichen Raum des HDZ angefügt wird. In Fig. 275 stellt damit AB für die in Fig. 274 angegebene Stellung der beiden Kurbeln den Gesamtraum dar. Der Maßstab der Fig. 275 ist um etwa 20% größer als derjenige der Fig. 274.

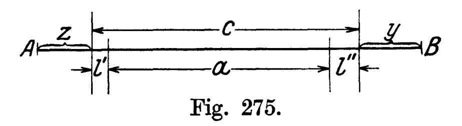


Fig. 275.

31. Bei der betriebsmäßigen Drehung der Kurbeln bleibt der Winkel μ unverändert. Man kann für verschiedene Drehstellungen die Längen z und y in der Figur abgreifen und beiderseits an die jedesmal neu aufgetragene Länge antragen. Die Endpunkte der jedesmal neu aufgetragenen Länge c wird man senkrecht untereinander legen (Fig. 276). Die Abstände e_1, e_2, e_3 sind zunächst ganz beliebig groß angenommen; durch die willkürliche Wahl derselben wird das Ermittlungsverfahren der Drucke, welches das Ziel der Auftragung ist, in keiner Weise beeinträchtigt.

Anstatt die Längen z und y auf der Kolbenweglinie (Fig. 274) abzugreifen, kann man auch die ihnen gleichen Längen HH' und NN' abgreifen; man braucht dabei die Lote HH' und NN' nicht einmal zu ziehen, sondern findet ihre Längen durch tangentiales Einschwenken mit dem Spitzzirkel.

Man kann auch den schädlichen Raum in die abgegriffene Länge einrechnen, indem man nach einer Distanzlinie PP' bzw. QQ' hinübermißt, welche um den bezüglichen schädlichen Raum gegen das Hubende verschoben ist (vgl. Fig. 274 für den HD-Kurbelkreis). Die abgegriffenen Längen sind damit gleich $l' + z$ bzw. $l'' + y$. Im Raumdiagramm sind dann die abgegriffenen Längen z. B. auf der Hochdruckseite von der Senkrechten EE' anstatt von der Senkrechten FF' aus abzutragen. Diese Abtragungsweise hat für gewisse Betrachtungen den Vorzug, daß beim Abgreifen Räume zusammengefaßt werden, in denen der gleiche Druck herrscht; denn der schädliche Raum hängt stets mit dem Zylinderraum zusammen.

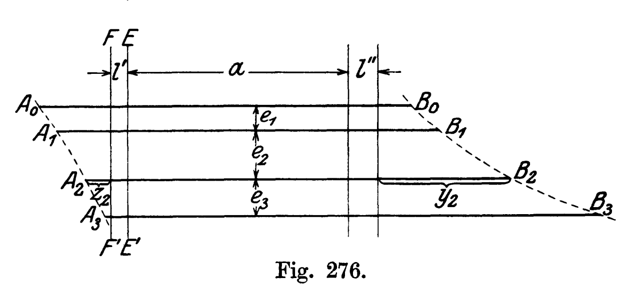


Fig. 276.

32. Man kann bei dem vorstehend erläuterten Verfahren das Raumdiagramm (Fig. 276) ganz unabhängig von dem Kurbeldiagramm (Fig. 274) zeichnen und sowohl die z (bzw. $z + l'$) wie die y (bzw. $y + l''$) übertragen. (Die Klammerwerte, wenn man nur a in die Mitte legt.) Dies Verfahren, welches für die Hochdruckseite nach der im Art. 38 erläuterten Weise vereinfacht werden kann, möge **Übertragungsverfahren** genannt werden.

Es kann schon dazu dienen, den Druckverlauf während des Zusammenhanges aller Räume zu bestimmen, wenn dafür, wie allgemein üblich, das Gesetz $pV = \text{const.}$ benutzt wird. Die Räume V werden durch die Längen A_0B_0, A_1B_1, A_2B_2..., die mit x_0, x_1, x_2 bezeichnet werden mögen, dargestellt. Man kann, wenn der zu einem Volumen gehörige Druck bekannt

ist, den ganzen Druckverlauf bestimmen. Ist z. B. der zu x_0 gehörige Druck p_0 bekannt, so ist

$$x_1 p_1 = x_0 p_0 \; ; \qquad p_1 = \frac{x_0}{x_1} p_0 \; ; \qquad p_2 = \frac{x_0}{x_2} p_0 \cdots\cdots\cdots$$

Das Raumdiagramm (Fig. 276) kann auch mit den Arbeitsdiagrammen, wenn sie in der in Fig. 298, S. 379 dargestellten Weise gezeichnet sind, zusammengetragen werden.

33. Dem Übertragungsverfahren gegenüber steht ein Verfahren, bei welchem die Enden A_0, A_1, A_2... und B_0, B_1, B_2 der Volumenlängen, durch Projektion der Kurbelkreisquote H und N gefunden werden. Dieses Verfahren werde **Projektionsverfahren** genannt.

Projektionsverfahren.

Man verschiebt (Fig. 277) den Hochdruckkurbelkreis nach links um den Betrag

$$t = \frac{l_1}{2} + l' + a + l'' + \frac{l_2}{2}. \tag{1}$$

Wenn dann $M\,2$ eine herausgegriffene Stellung der Niederdruckkurbel, $M\,2'$ die zugehörige Stellung der Hochdruckkurbel ist, so ziehe man durch M'

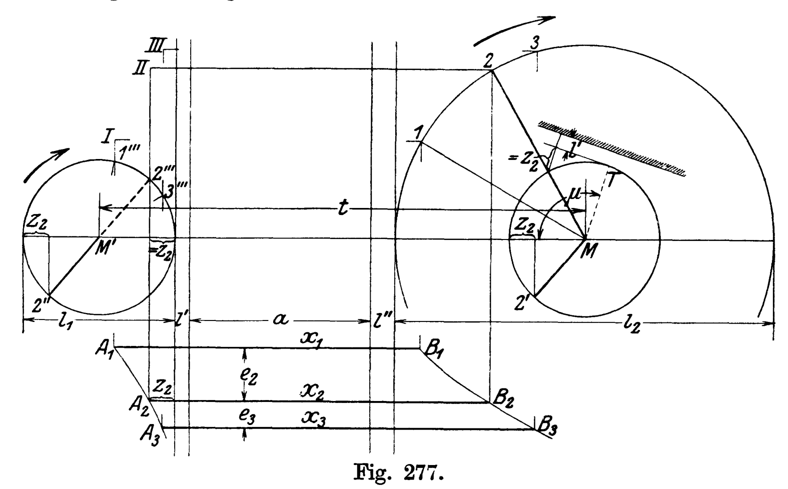


Fig. 277.

eine Parallele zu $M\,2'$ und projiziere $2''$ auf die Kolbenweglinie des verschobenen Hochdruckkreises. Man erhält z_2 damit in einer nicht an die Hauptlängen anschließenden Lage. Um z_2 sofort durch die Projektion in der an die Hauptlängen anschließenden Lage zu erhalten, projiziert man die rückwärtige Verlängerung von $M\,2''$, die „negative Kurbel" $M\,2'''$.

34. Die negative Kurbel ist beim verschobenen Diagramm immer zu benutzen, wenn gleichseitige Räume zusammenarbeiten (wie das in der Fig. 272 vorausgesetzt wurde, indem dort die Deckelseite des HDZ mit der Deckelseite des NDZ zusammenarbeitet). Die positive Kurbel ist zu benutzen, wenn ungleichseitige Räume (Kurbelseite mit Deckelseite) zusammenarbeiten. Die Umstände, unter welchen das eine oder das andere stattfindet, sind weiter hinten (von Art. 56 ab) ausführlich besprochen.

x_2 ist die Darstellungsgröße des Gesamtraumes für die Kurbelstellung 2, ebenso sind x_1 und x_3 die Gesamträume für eine voraufgegangene und eine nachfolgende, nur angedeuteten Kurbelstellung.

35. Die Abstände e_2, e_3 usw. sind hierbei immer noch beliebig. Wenn man die Abstände den zwischen den Kurbelstellungen *M 1*, *M 2*, *M 3* liegenden Winkeln proportional macht, erhält man offenbar als Begrenzungslinie der Gesamträume Sinoiden und damit das bekannte Sinoidendiagramm, welches weiter unten behandelt ist. Es möge jedoch vorerst noch an den willkürlichen Abständen e festgehalten werden.

Freie Wahl der einen Endpunktlinie.

36. Bei der willkürlichen Wahl der Abstände e wird durch die Schnittpunkte der von den Kurbelkreispunkten kommenden Projektionslinien mit den Horizontalen auf jeder Seite eine Kurve A_1, A_2, A_3 .... und B_1, B_2, B_3 ... bestimmt. Man kann aber offenbar anstatt die Abstände e beliebig zu wählen auch über die Form der Kurve auf einer Seite, z. B. auf der Niederdruckseite frei verfügen. Dann bestimmen sich in Fig. 277 die Abstände e durch die Schnittpunkte B_1, B_2, B_3 der Projektionslinien der Kurbelpunkte *1*, *2*, *3* des Niederdruckkreises mit der angenommenen Kurve. Die Endpunkte der Volumenlinien auf der Hochdruckseite werden dann wie vorher beim Projektionsverfahren als Schnittpunkte der Projektionslinien mit den Horizontalen gefunden.

37. Als eine solche willkürliche Kurve auf der Niederdruckseite kann man auch den Niederdruckkurbelkreis selbst benutzen. Es scheiden dann alle durch die Projektion und die Linienschnitte entstehenden zeichnerischen Ungenauigkeiten auf der Niederdruckseite aus.

Im oberen Teil der Fig. 277 ist ein solches Raumdiagramm angedeutet. *M 1*, *M 2*, *M 3* sind Stellungen der Niederdruckkurbel, *1*, *2*, *3* sind aber gleichzeitig die zugehörigen Punkte der Grenzkurve der Räume auf der Niederdruckseite. Auf der Hochdruckseite kann man, wie vorher, das Projektionsverfahren anwenden. Man findet mit ihm, wenn man beim Zusammenarbeiten gleichseitiger Räume gemäß Art. 34 die negative Kurbel benutzt, von *1'''*, *2'''*, *3'''* aus die Punkte *I*, *II*, *III* der anderen (in der Figur nicht gezeichneten) Grenzkurve der Gesamträume. Für die Kurbelstellung *2* ist die Konstruktion vollständig gezeichnet. Man kann aber auch, was im Interesse größerer zeichnerischer Genauigkeit mehr zu empfehlen ist, die Endpunktlinie des HDZ durch Übertragung bestimmen.

Für die Übertragung eignet sich im vorliegenden Falle wie auch in anderen Fällen besser als die Entnahme der Größen z aus einer Figur nach Art der Fig. 274 das nachstehende vom Verfasser herrührende

Verfahren mit gedrehter Kolbenweglinie, Einkurbeldiagramm.

38. Sowohl bei dem Übertragungsverfahren wie bei dem Projektionsverfahren in der bisher erläuterten Form ist es erforderlich, für jede Stellung der Niederdruckkurbel die zugehörige Stellung der Hochdruckkurbel aufzusuchen, was entweder durch jedesmalige Abtragung des Versatzwinkels μ von der Stellung der Niederdruckkurbel aus geschehen kann oder auch dadurch, daß man von einer Grundstellung aus von beiden Kurbeln aus paarweise gleiche Winkel abträgt. Dadurch entstehen nicht nur Übertragungsungenauigkeiten, sondern es geht auch die Übersicht verloren, weil die zusammengehörigen Stellungen nicht ohne weiteres

erkannt werden und nur durch paarweise gleichartige Bezeichnung kenntlich gemacht werden können.

In Fig. 278 ist zunächst das oben besprochene Verfahren mit Hinübermessen nach einer Distanzlinie *PQ*, welche senkrecht zur Kolbenweglinie *MZ* des HDZ im Abstande l' vom Totpunkt *T* gezogen ist, dargestellt. Da nur eine Stellung des Kurbelsystems gezeichnet ist, treten die angedeuteten Mißstände noch nicht hervor.

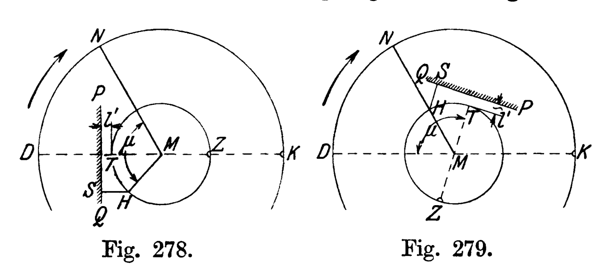


Fig. 278. Fig. 279.

Man drehe jetzt die Kolbenweglinie *TZ* des HDZ mit der Distanzlinie *PQ* und allen möglichen (abgesehen von *MH* nur gedachten) Kurbelstellungen um den Versatzwinkel μ. Die Fig. 278 geht in die Fig. 279 über; Hochdruckkurbel und Niederdruckkurbel fallen jetzt zusammen. Daher werde das Diagramm Einkurbeldiagramm genannt. Es fallen die beiden Kurbeln nicht nur bei der gezeichneten Stellung *MHN*, sondern bei allen anderen Stellungen zusammen.

39. Die rechten Enden der Kolbenweglinien (Fig. 278) sind mit einem kleinen Halbkreis zur Kennzeichnung der ursprünglichen Lage beim Übergang zur Fig. 279 versehen. Man mag dadurch das kurbelseitige Ende der Kolbenweglinie angedeutet denken. *MD* und *MT* mögen als „gleichliegende Halbwege" bezeichnet werden, ebenso für sich paarweise *MK* und *MZ*. Betrachtet man in Fig. 279 die Aufeinanderfolge der Halbwege im Sinne der Drehung gegenüber der Aufeinanderfolge der Kurbeln in Fig. 278, so folgt der wichtige Satz:

Im Einkurbeldiagramm folgen sich gleichliegende Halbwege in umgekehrter Reihenfolge wie die Kurbeln und bilden miteinander den Kurbelversatzwinkel μ.

Die unmittelbare Erkennbarkeit der Zusammengehörigkeit des Raumes *HS* im HDZ mit der Niederdruckkurbelstellung *MN* in Fig. 279 ist für die Übersicht von großer Bedeutung.

Durch Eintragung des Auslaßsteuerungsdiagramms in den Hochdruckkurbelkreis gewinnt das Verfahren für besondere Zwecke noch weiter an Übersichtlichkeit (Art. 64 und 65).

40. Fig. 280 zeigt das Verfahren mit gedrehter Kolbenweglinie in Verbindung mit der im Art. 37 erläuterten Benutzung des Niederdruckkurbelkreises als einseitige Begrenzungslinie der Huberäume. Die anderseitige Begrenzung wird hier nach dem Übertragungsverfahren mittels des vorstehend erläuterten Einkurbeldiagramms gefunden, indem man die Distanzen der Hochdruckkurbelkreispunkte von der Linie *QP* horizontal von der Linie *EE'* aus auf den bezüglichen Raumlinien abträgt. Der Punkt *S* auf der Linie *VS'* (Voreinströmungsstellung der Niederdruckkurbel) wird z. B. durch Abtragen von z' von S' aus gefunden; ebenso *O* durch Abtragen von z_0 von O' aus (Totpunktstellung der Niederdruckkurbel).

Von besonderer Bedeutung im Niederdruckdiagramm ist diejenige Stellung der Niederdruckkurbel und des Niederdruckkolbens, bei welcher im HDZ die Kompression beginnt. Sie wird zuverlässiger als durch Auf-

wärtsprojektion des Punktes C'' unmittelbar im Kurbelkreisdiagramm gefunden, indem man den Kompressionsweg y_4 von T aus, wie in der

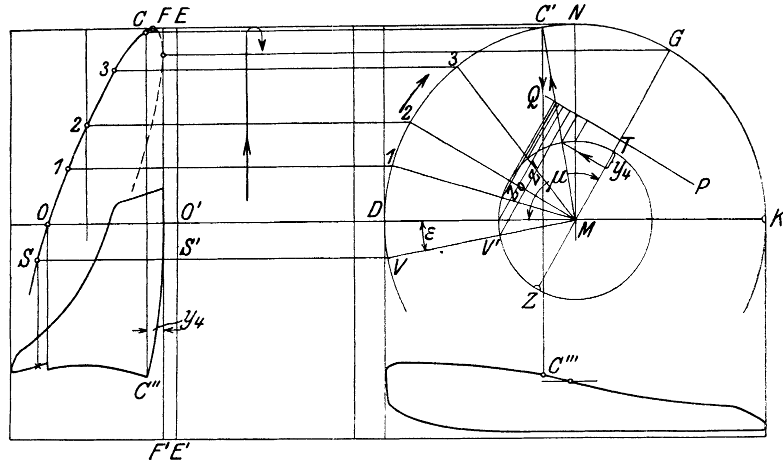


Fig. 280.

Figur angegeben, abträgt und dem durch Pfeile angedeuteten Linienzug folgt, der auf den Punkt C''' führt. In Fig. 280 ist ein Kurbelversatzwinkel $\mu = 120°$ angenommen, entsprechend Fig. 281.

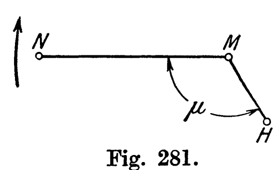


Fig. 281.

Die Kurve der Volumenendpunkte auf der Hochdruckseite wird für alle Versatzwinkel eine Ellipse. Dies sei jedoch nur nebenbei bemerkt, und es braucht der Beweis dafür nicht erbracht zu werden, da die Kurve sich ohne Bezugnahme auf die Eigenschaften der Ellipse durch das Verfahren von selbst ergibt. Den Punkt, in welchem die Kurve die Senkrechte $F'F$ berührt, findet man durch die Horizontale durch G, indem MG die Kurbelstellung ist, bei welcher der Hochdruckkolben den Totpunkt erreicht. Den Punkt, in welchem die Kurve die Horizontale NEF berührt, findet man, indem man von dem Punkt, in welchem MN den Hochdruckkurbelkreis schneidet, nach der Distanzlinie PQ herübermißt und die Distanz von E aus nach links abträgt.

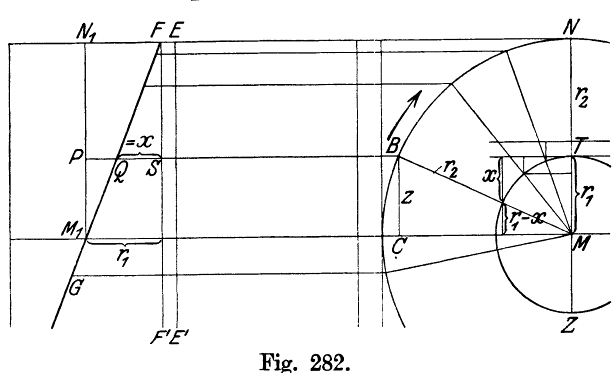


Fig. 282.

41. Bei dem Kurbelversatzwinkel 90° geht die Ellipse in eine Gerade über, indem ihre kleine Achse gleich 0 wird; das möge bewiesen werden: In Fig. 282 verhält sich im Dreieck MBC

$$r_1 - x : z = r_1 : r_2 .$$

Macht man jetzt entsprechend dem Übertragungsverfahren $SQ = x$, so ist im linken Teil der Figur $PQ = r_1 - x$. Setzt man das in die obige Gleichung ein, so ist $PQ : z = r_1 : r_2$ oder wegen $M_1 P = z$,

$$PQ : M_1 P = r_1 : r_2 .$$

Also liegt Q auf der Geraden $M_1 F$, indem dieselbe Gleichung sich aus dem Dreieck $M_1 F N_1$ ergibt.

Sinoidendiagramm.

42. Am gebräuchlichsten ist das Sinoidendiagramm, welches, wie im Art. 35 schon erwähnt wurde, entsteht, wenn man die Abstände e den Kurbeldrehwinkeln proportional macht. (Näherungsweise Verzeichnung der Sinoide vgl. Anhang 11, Art. 17 bis 19.) Man kann hierbei entweder für beide Endpunktlinien der Räume das Projektionsverfahren anwenden, wie es im Art. 33 und 34 für eine willkürliche Vertikalteilung erläutert ist, oder man kann die eine Endpunktlinie, z. B.

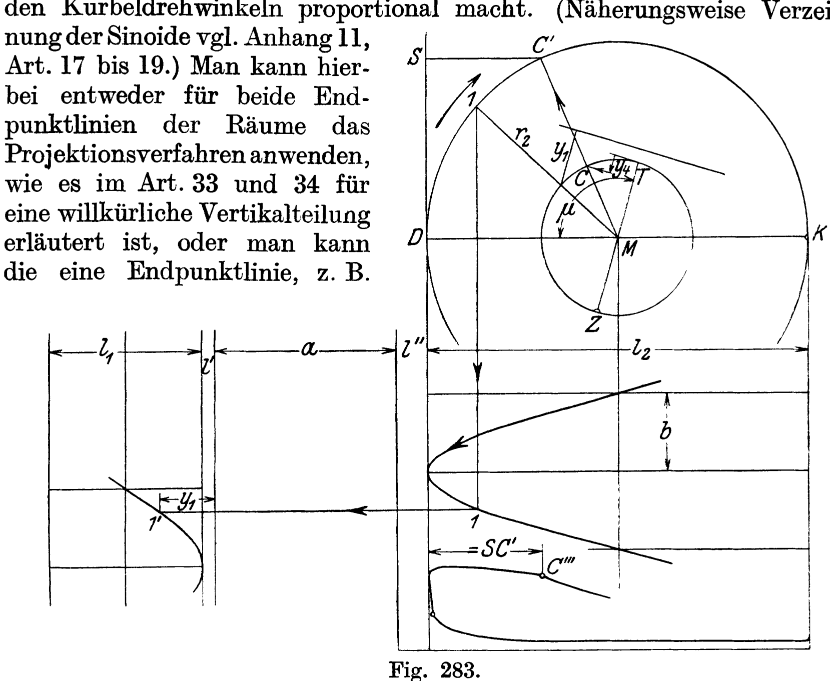


Fig. 283.

die der Niederdruckseite, nach dem Projektionsverfahren, die andere nach dem Übertragungsverfahren bestimmen.

Das letztere, bisher ungebräuchliche, vom Verfasser vorgeschlagene Verfahren verdient entschieden den Vorzug vor der selbständigen Verzeichnung der beiden Sinoiden, weil zeichnerische Ungenauigkeiten beim Auftragen der ersten Sinoide durch die Übertragung eliminiert werden. Der Gang ist, nachdem man die Niederdrucksinoide in gewöhnlicher Weise gezeichnet hat, im Prinzip der gleiche, wie er im Art. 40 für die Ellipse erläutert ist.

43. In Fig. 283 ist gezeigt, wie der Punkt $1'$ der Hochdrucksinoide gefunden wird, wenn die Niederdrucksinoide gezeichnet ist, indem y_1 aus dem Kurbelkreisdiagramm übertragen wird. Weitere Punkte werden in gleicher Weise gefunden. Bezüglich der Lage der gedrehten Kolbenweglinie ZT gilt das in Art. 39 Gesagte. Die Richtung MC, bei welcher die Kompression im HDZ beginnt, ist ebenso gefunden wie in Fig. 280. C''' kann durch Herunterloten gefunden werden oder durch Abtragen von

SC', wobei SC' wieder nicht gezeichnet werden braucht, sondern die Länge durch tangentiales Einschwenken von C' aus gefunden werden kann.

Das Verfahren bietet noch den Vorzug, daß sich der Versatz der beiden Sinoiden unmittelbar ergibt. Es sollte aber nur für den Teil angewandt werden, in welchem alle Räume zusammenhängen.

Das Maß b mag man hier wie bei den anderen Darstellungen der Sinoiden für Raumdiagramme gleich (0,3 bis 0,5) r_2 wählen, bei Dreifachexpansionsmaschinen gleich (0,25 bis 0,45) r_3.

44. Wenn man die beiden Sinoiden für sich zeichnet, mag man folgenden Weg einschlagen: Man prüfe nach Art. 39 u. 56ff., ob im verlegten Hochdruckkreis die negative oder positive Kurbel maßgebend ist. Bei

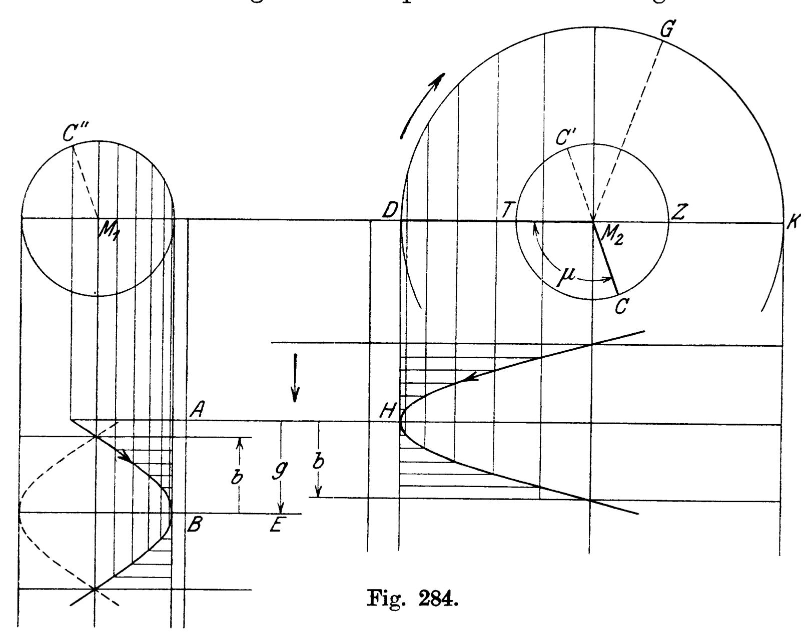


Fig. 284.

den Voraussetzungen der Fig. 284 mit vorangehender Niederdruckkurbel ist die negative Kurbel für die Haupteinströmung maßgebend, M_1C'' parallel und richtungsgleich zu MC'. Die positive Kurbel und die gestrichelte Sinoide kommt bei etwaiger zweiter Einströmung in Betracht. Die Versetzung g der Sinoiden ist, wenn der Kurbelversatzwinkel μ in Graden gegeben ist,

$$g = b\frac{\mu}{90},$$

beim Rückwärtsgang ist das Sinoidendiagramm von unten nach oben zu durchlaufen.

Es genügt, den Viertelkreis in 6 gleiche Abschnitte zu teilen; die Kurven im Scheitel werden am besten durch Kreise ersetzt (vgl. Anhang 11, Art. 17 bis 19).

Verfahren mit resultierender Kurbel und gedrehten Weglinien.

45. Die in der Überschrift gekennzeichnete und nachstehend erläuterte Form des Raumdiagramms rührt vom Verfasser her. Zwar ist die Be-

nutzung der resultierenden Kurbel (mit anderer Ableitung als sie hier gegeben ist) gelegentlich schon von anderer Seite empfohlen, hat sich aber nicht durchgesetzt und wird auch erst mit der vom Verfasser eingeführten Drehung der Weglinien fruchtbar, einfach und übersichtlich.

46. Das allgemeine Prinzip, welches der Drehung der Weglinien zugrunde liegt, ist bereits in den Art. 38 und 39 erläutert. Die resultierende Kurbel ergibt sich wie folgt:

In Fig. 285 sei ME eine beliebige Stellung der Niederdruckkurbel, MG die zugehörige Stellung der Hochdruckkurbel, welche um den Winkel $\mu = EMG$ gegen die Niederdruckkurbel versetzt ist. Dann ist DA der Raum, welchen der Niederdruckkolben bei der angenommenen Drehrichtung beschrieben hat und TB der Raum, welchen der Hochdruckkolben noch zu beschreiben hat.

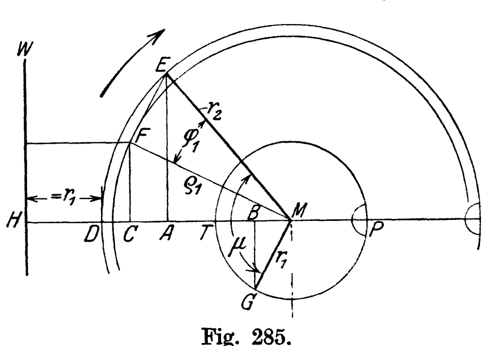


Fig. 285.

Wenn beide Räume sperrungslos, d. h. ohne Übertrittwiderstände zusammenhängen, herrscht in beiden der gleiche Druck, und die Veränderungen, welche die Raumsumme $DA + TB$ nach Hinzufügung der konstanten Räume erfährt, können zur Bestimmung des Druckverlaufes benutzt werden. Die Summe $DA + TB$ werde mit V_z bezeichnet. Es ist, indem $MD = r_2$ und $MG = r_1$ ist,

$$DA = r_2 - MA \quad \text{und} \quad TB = r_1 - MB\,,$$

also, indem man die beiden Gleichungen addiert,

$$V_z = r_1 + r_2 - (MA + MB)\,. \tag{2}$$

47. Die Summe $MA + MB$ kann unmittelbar gefunden werden, indem man MG parallel mit sich selbst, gleitend mit M auf ME, bis EF verschiebt; dann ist $AC = MB$ und $MC = MA + MB$.

MC ist die Projektion des Linienzuges MEF. Anstatt diesen Linienzug zu projizeren, kann man auch die Verbindungslinie MF seiner Endpunkte projizieren. Es ist also

$$V_z = r_1 + r_2 - MC\,. \tag{3}$$

Trägt man also $r_1 + r_2$ von M aus nach links ab bis H, so ist $MH - MC = V_z$ oder $CH = V_z$.

Man kann aber V_z auffinden, ohne den Punkt C auf MH zu projizieren, indem man in H auf MH eine Senkrechte HW errichtet und nach ihr von dem Punkte F hinüber mißt. Die Linie HW wird damit zur Distanzlinie für die Bestimmung der Raumsumme auch bei anderen Kurbelstellungen.

48. Bei der Drehung der Welle mit den beiden reellen Kurbeln behält der Arm MF seine Lage und Länge im drehbaren System unverändert bei; denn in dem Dreieck MEF ist der Winkel MEF gleich 180° weniger dem konstanten Kurbelversatzwinkel EMG und die Seiten ME und EF sind gleich r_2 bzw. r_1. Der Arm MF läuft also wie ein Kurbelarm mit der Welle und den reellen Kurbeln um; er werde daher **resultierende Kurbel,** der mit ihm als Radius geschlagene Kreis **resultierender Kurbelkreis** genannt.

Die resultierende Kurbel für das Zusammenarbeiten gleichliegender Zylinderseiten ist hiernach die Diagonale in dem aus Hochdruckkurbel und Niederdruckkurbel gebildeten Parallelogramm, in welchem wie bisher die Kurbellängen den Hubräumen der zugehörigen Zylinder proportional gemacht sind.

49. Die resultierende Kurbel wurde der Allgemeinheit der Beweisführung wegen für eine beliebige Drehstellung der beiden reellen Kurbeln bestimmt. Nachdem festgestellt ist, daß sie eine feste Lage im drehbaren System hat, möge sie für die Zukunft in einer bequemen Stellung des drehbaren Systems konstruiert werden. Als eine geeignete Stellung des Systems werde die mit der Niederdruckkurbel in der linken Totlage gewählt (Fig. 286 unten).

50. Wenn man für andere Stellungen des drehbaren Systems, die durch die Niederdruckkurbel als Zeiger bestimmt sein mögen, die Summe V_z der zusammenarbeitenden Zylinderräume finden will, so hat man von dem betreffenden Punkt des Niederdruckkurbelkreises, z. B. von *1* aus den Winkel $\varphi_1 = EMF$ rückwärts abzutragen und von dem Schnittpunkt *1'* des freien Schenkels mit dem resultierenden Kurbelkreis nach der Distanzlinie hinüberzumessen. Einfacher findet man den Punkt *1'*, indem man um *1* einen Kreis mit r_1 schlägt, der in *1'* den resultierenden Kurbelkreis schneidet.

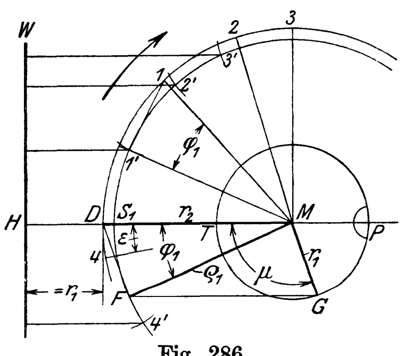


Fig. 286.

In der Fig. 286 ist für eine Reihe weiterer Stellungen *4*, *2*, *3* der Niederdruckkurbel gezeigt, wie die resultierende Raumsumme gefunden wird. Das Herübermessen nach der Distanzlinie *HW* entspricht dabei offenbar ganz dem in Art. 31 erläuterten Verfahren der Bestimmung der Wegräume *HH'* und *NN'* im Hochdruck- und Niederdruckzylinder für sich. Die Schubrichtung für das gedachte Getriebe der resultierenden Kurbel ist dabei die gleiche (hier horizontal angenommen) wie für die bei dem reellen Kurbelgetriebe.

51. Die jedesmalige Abtragung des Winkels φ_1 ist noch eine Unbequemlichkeit, auch ist bei der Bestimmung einer größeren Anzahl zusammengehöriger Stellungen die Zusammengehörigkeit nachher nur mit Zuhilfenahme gleicher Bezifferung oder durch ähnliche Kenntlichmachung zu übersehen.

Deshalb möge, ganz wie das aus den gleichen Gründen im Art. 38 und 39 geschehen ist, zum Einkurbeldiagramm übergegangen werden, d. h. es möge die resultierende Kurbel und die Hochdruckkurbel in die Richtung der Niederdruckkurbel hineingedreht werden. Dabei müssen, um zunächst für die Grundstellung des drehbaren Systems, dann aber auch für alle anderen Stellungen die relativen Lagen der Kurbeln zu den Schubrichtungen ihrer Getriebe innezuhalten, die bezüglichen Schubrichtungen um den Winkel φ_1 bzw. μ mit gedreht werden.

Es gilt dann wieder der Satz des Art. 39. Gleichliegende Halbwege folgen sich in umgekehrter Reihenfolge wie die Kurbeln und bilden miteinander die zugehörigen Kurbelversatzwinkel

φ_1 bzw. μ. Es entsteht die Fig. 287, in welcher auch die in Fig. 286 senkrecht zur Schubrichtung des resultierenden Getriebes stehende Distanzlinie HW mitgedreht und noch mit einer Begrenzungsschraffierung versehen ist. Bei dieser Darstellung werde MH resultierende Schubrichtung genannt. Die Linie TS_1 und DS_1 wolle man sich zunächst aus der Figur fortdenken.

52. Um die resultierende Schubrichtung zu erhalten, ist es gar nicht einmal erforderlich, die resultierende Kurbel zu konstruieren und die Drehung dann vorzunehmen; man kann dieselbe vielmehr unmittelbar im Einkurbeldiagramm für Hochdruck- und Niederdruckkurbel konstruieren und damit gleichzeitig die Länge der resultierenden Kurbel finden: Man bildet zunächst das Einkurbeldiagramm für Hochdruck- und Niederdruckzylinder nach Art. 38 und 39 und findet die resultierende Schubrichtung und die Armlänge der resultierenden Kurbel als Resultierende aus den zusammengehörigen Halbwegen. Die damit durch die Linien TS_1 und DS_1 gefundene Richtung und Länge von MS_1 stimmt mit der durch Drehung nach Art. 51 gefundenen überein.

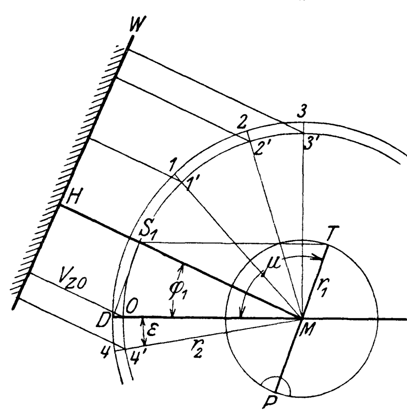


Fig. 287.

Dies Verfahren der Konstruktion der resultierenden Schubrichtung unmittelbar im Einkurbeldiagramm von Hochdruck- und Niederdruckzylinder hat noch einen weiteren für die Systematik des ganzen Verfahrens mit der resultierenden Kurbel bedeutsamen Vorteil, der erst weiter hinten bei der Behandlung der Frage der vorangehenden Hochdruckkurbel und der Frage der zweiten Einströmung in Erscheinung treten wird (Art. 56 bis 71). Zunächst möge das Verfahren mit den hier gemachten, meist vorliegenden Voraussetzungen zu einem gewissen Abschluß gebracht werden.

53. Die Abstände der Punkte des resultierenden Kurbelkreises von der Distanzlinie HW (Fig. 287) liefern die Summe der veränderlichen Zylinderräume. Um aus den Raumveränderungen die Druckveränderungen berechnen zu können, muß man noch die konstanten Räume $l' + a + l''$ (Art. 30) hinzufügen, d. h. die Distanzlinie um den Betrag der unveränderlichen Räume verschieben. Die Distanzlinie der Gesamträume hat also vom Mittelpunkt des Kreises den Abstand

$$t = r_1 + r_2 + l' + a + l''.$$

Das ist aber, da $r_1 = \frac{1}{2} l_1$ und $l_2 = \frac{1}{2} r_2$, der gleiche Abstand, der beim Projektionsverfahren Art. 34 für den Abstand der Mittelpunkte der beiden Kurbelkreise gefunden wurde und ebenfalls mit t bezeichnet wurde.

Es entsteht mit einem anderen Kurbelversatz das Raumdiagramm Fig. 299, S. 381, das schon für die dort behandelte Konstruktion der Arbeitsdiagramme mit dem Arbeitsdiagramm des NDZ zusammengezeichnet ist. MO ist darin gleich t gemacht.

54. Um zu den Punkten des Niederdruckkurbelkreises zu gelangen, ist immer noch eine radiale Übertragung erforderlich. Das ist bei der

weiteren Anwendung des Diagramms für die Konstruktion der Arbeitsdiagramme eine kleine Unbequemlichkeit, die jedoch durch eine Maßstabsänderung leicht behoben werden kann:

Man vergrößert oder verkleinert das ganze Diagramm der resultierenden Kurbel derart, daß der resultierende Kurbelkreis gleich dem Niederdruckkurbelkreis wird, d. h. man macht in Fig. 300, S. 383,

$$MU = \frac{MD}{MS} t \tag{4}$$

und benutzt den Niederdruckkurbelkreis als resultierenden Kurbelkreis.

Ob MS größer oder kleiner als MD wird, hängt von dem Kurbelversatzwinkel μ ab; danach fällt U dann auch innerhalb (Fig. 300 und 302) oder außerhalb (Fig. 301 und 303) der Länge $MO = t$.

Es erscheinen nun zwar die resultierenden Räume in anderem Maßstab als die Einzelräume und als die Räume beim Zusammenarbeiten eines der beiden Zylinder. Das macht aber nichts aus, weil, wie noch gezeigt werden wird, in der Gleichung zur Bestimmung der Druckänderungen nur das Verhältnis zweier resultierender Räume auftritt (vgl. Art. 93).

Damit ist das Diagramm mit resultierender Kurbel auf die für den Gebrauch geeignete Form gebracht.

55. Man kann aber in der Verwendung verschiedener Maßstäbe noch einen Schritt weiter gehen und den Kurbelkreis des HDZ gleich dem des NDZ machen, womit man dann zu dem Diagramm Fig. 302, S. 385, mit nur einem einzigen Kurbelkreis für Hochdruck-, Niederdruck- und resultierende Kurbel gelangt.

Es erscheinen dann die Arbeitsdiagramme für den fast stets vorliegenden Fall gleich großer Hübe von Hoch- und Niederdruckzylinder in ihrer wahren verhältnismäßigen Größe. (Bezüglich des Atmosphären- und Arbeitsmaßstabes vgl. Art. 100 und 159.)

Ein weiterer Vorteil der Gleichheit der Kurbelkreise besteht darin, daß bei der Übertragung zusammengehöriger Punkte des Hoch- und Niederdruckdiagramms die gleichen Punkte des Kurbelkreises benutzt werden und keine radiale Übertragung von dem einen auf den anderen Kreis erforderlich ist.

Die Darstellung des gedachten Hochdruckkolbenweges in kleinerem Maßstabe dient nur noch dazu, die resultierende Schubrichtung MS und die Armlänge der resultierenden Kurbel zu finden, um weiter aus ihr den Reduktionsfaktor für den Distanzlinienabstand zu finden.

Da jetzt die Arbeitsdiagramme in verschiedenem Raummaßstab erscheinen, muß auch der Aufnehmer je nachdem er mit dem einen oder anderen Diagramm zusammengezeichnet wird, in verschiedener Größe dargestellt werden.

Die reduzierte Distanz MU wird dabei unter Einführung kleinerer Maßstäbe für a, r_1 und l' nach Art. 99, sonst ganz entsprechend den Grundsätzen des Art. 54 gefunden. Weiteres über diese Diagrammform vgl. Art. 98 bis 102.

56. Es wurde bei der Ableitung des Satzes von der resultierenden Kurbel im Artikel entsprechend den Fig. 285 bis 287 vorausgesetzt, daß gleichliegende Zylinderseiten miteinander arbeiten. Es ist also noch der

Beweis zu liefern, daß der **Satz** auch gilt, **wenn ungleich liegende Zylinderseiten miteinander arbeiten**[1]).

Wenn in Fig. 288 der Hochdruckkolben bis B vorgeschritten ist und damit auf der bisher betrachteten linken Seite den Raum TB zurückgelegt hat, ist der Raum auf der anderen Seite gleich $TP - TB$ gleich $BP = r_1 + MB$. Die Summe V_z der Räume ist also

$$V_z = DA + BP,$$
$$V_z = r_2 - MA + r_1 + MB,$$
$$V_z = r_1 + r_2 - (MA - MB). \qquad (5)$$

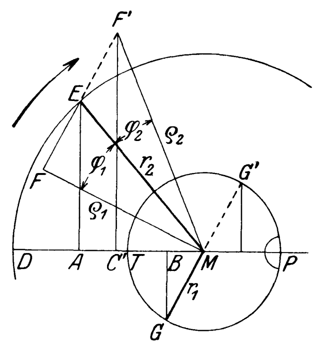


Fig. 288.

Die Länge $MA - MB$ wird für die Anwendung des Verfahrens als zusammenhängende Länge zweckmäßig in folgender Weise gefunden. Man verlängert GM über M hinaus um r_1 bis G', verschiebt MG' gleitend mit M auf ME bis E, projiziert den Endpunkt F' der verschobenen Länge auf die Schubrichtung DP und findet den Punkt C'. Es ist dann $C'M = MA - MB$ und $V_z = r_1 + r_2 - C'M$; $C'M$ ist die Projektion von MF'; MF' ist die Diagonale in dem Parallelogramm mit den Seiten ME und MG', sie hat aus dem im Art. 48 angegebenen Grunde eine feste Lage im drehbaren System. MF' ist die resultierende Kurbel. Es folgt hieraus der Leitsatz:

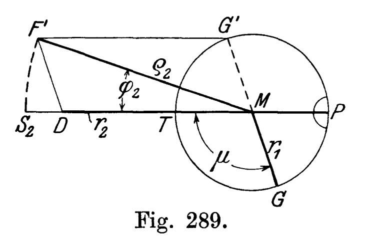


Fig. 289.

Die resultierende Kurbel für das Zusammenarbeiten ungleich liegender Zylinderseiten ist die Diagonale in dem aus positiver Niederdruckkurbel und negativer Hochdruckkurbel gebildeten Parallelogramm (vgl. Art. 48).

57. Nachdem auf diese Weise festgestellt ist, daß die resultierende Kurbel eine feste Lage im drehbaren System hat, kann man sie wieder in einer bequemen Lage des Systems, als welche die linke Totlage der Niederdruckkurbel gewählt werde, konstruieren (Fig. 289).

Man kann dann weiter zum Einkurbeldiagramm übergehen, indem man die Kurbel MG in die Richtung MD hineindreht und dabei die Schubbahn TP um den Winkel μ mitdreht, ebenso die resultierende Kurbel MF' in die Richtung MD hineindreht und dabei die Schubbahn MS_2 um den Winkel φ_2 mitdreht (Art. 51). Zu dem gleichen Ergebnis kann man auch gelangen, indem man MG' und MF' symmetrisch über MD überträgt und die übertragenen Punkte G' und F' ihrer neuen Bedeutung als Endpunkte zweier gedrehter Schubrichtungen mit den Bezeichnungen P und S_2 versieht (Leitsatz Art. 39). Es folgt daraus der unterhalb von MD liegende Teil der Fig. 290. In Fig. 289 und 290 ist MS_2 die Schubbahn des

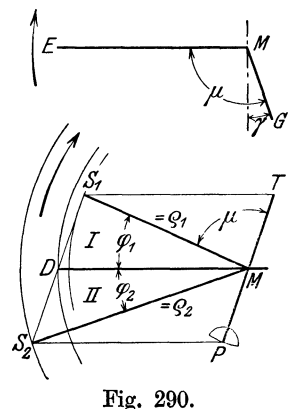


Fig. 290.

[1]) Anfänger können das nachstehende bis Art. 63 einschließlich überschlagen; auch die nachfolgenden Artikel bis 71 sind zur Not entbehrlich.

Getriebes der resultierenden Kurbel, und zwar im ersten Falle für das Dreikurbeldiagramm, im zweiten Falle für das Einkurbeldiagramm mit gedrehten Schubrichtungen.

58. Man kann aber auch entsprechend Art. 52 das Einkurbeldiagramm zunächst nur für die reellen Kurbeln nach Art. 39 zeichnen und dann die Diagonale zwischen den ungleichliegenden Halbwegen MD und MP bilden, womit dann wieder der unterhalb MD liegende Teil der Fig. 290 entsteht.

Daß dieses letztere für den praktischen Gebrauch geeignetste, aber in den Zusammenhängen nicht so klar zu übersehende Verfahren anwendbar ist, beweist die Übereinstimmung des Ergebnisses mit dem Ergebnis der beiden voraufgegangenen Verfahren.

In Fig. 290 ist dann noch der bezügliche Teil der Fig. 287 eingetragen, wie auch in Fig. 288 noch nebenbei die Konstruktion der resultierenden Kurbel für gleichliegende Zylinderseiten nach Fig. 285 mit aufgenommen wurde.

Wenn wie bisher die Niederdruckkurbel als Zeiger benutzt wird, so folgt aus vorstehendem der allgemeine systematische Satz:

Die resultierende Schubrichtung und die Armlänge der resultierenden Kurbel werden in dem für Einkurbeldiagramm von HDZ und NDZ gefunden

a) für das Zusammenarbeiten gleichliegender Zylinderseiten als Diagonale zwischen gleichliegenden Halbwegen,

b) für das Zusammenarbeiten ungleich liegender Zylinderseiten als Diagonale zwischen ungleich liegenden Halbwegen.

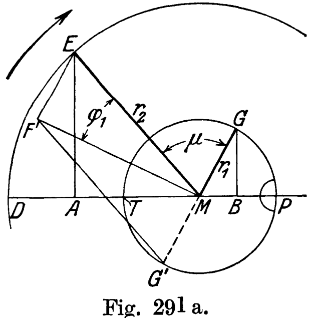


Fig. 291 a.

Vgl. auch den Leitsatz in Art. 56 und die allgemeine Regel für den Gebrauch Art. 63.

59. Beide resultierende Schubrichtungen und Armlängen können bei ein und derselben Maschine nacheinander wirksam werden, wenn nämlich eine zweite Einströmung (vgl. Art. 64 bis 70) eintritt.

Wenn die Niederdruckkurbel mit stumpfem Kurbelversatzwinkel vorangeht, ist zweite Einströmung im allgemeinen nicht zu erwarten, da es der Zweck des stumpfen Winkels ist, sie zu vermeiden.

60. Wenn die Hochdruckkurbel vorangeht, arbeiten bei der Hauptfüllung stets ungleich liegende Zylinderseiten zusammen. Das erkennt man aus Fig. 291 an der Bewegungsrichtung des Punktes B, welcher die Kolbenstellung darstellt: Der Punkt B bewegt sich bei der angenommenen Drehrichtung nach rechts, während der NDZ auf der linken Seite Dampf aufnimmt. Der HDZ muß aber an den NDZ Dampf abliefern, wofür sich der Raum verkleinern muß. Das geschieht beim Rechtsgange des Punktes B auf der rechten Seite, also auf der der Dampfaufnahme im NDZ entgegengesetzten Seite[1]).

61. Man könnte den Satz von der resultierenden Kurbel und ihre Lage noch einmal für vorangehende Hochdruckkurbel beweisen, wie das in Fig. 291 durch die Projektion der Punkte E und G schon angedeutet ist.

[1]) Daß für vorangehende Niederdruckkurbel bei der Hauptfüllung gleichliegende Zylinderseiten zusammenarbeiten, ist schon im Art. 28 gezeigt. Man findet das aber auch aus Fig. 285, in welcher sich der Hochdruckraum auf der linken Seite verkleinert, wenn der NDZ links Dampf aufnimmt.

Nachdem aber einmal festgestellt ist, daß bei der Hauptfüllung entgegengesetzte Seiten zusammenarbeiten, kann sofort der Leitsatz aus Art. 56 angewendet werden.

Die resultierende Kurbel für die Haupteinströmung ist bei vorangehender Hochdruckkurbel die vom Wellenmittelpunkt ausgehende Diagonale in dem aus positiver Niederdruckkurbel und negativer Hochdruckkurbel gebildeten Parallelogramm. Vgl. Fig. 291, in welcher die Konstruktion in der Grundstellung vorgenommen ist.

62. Es wurde nicht ohne Absicht in Fig. 291 der Kurbelversatzwinkel kleiner als 90° gewählt, und zwar um ebensoviel kleiner, als er bei voran-

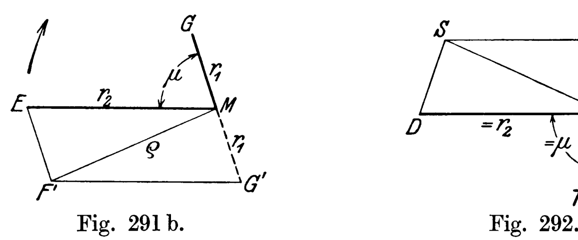


Fig. 291 b. Fig. 292.

gehender Niederdruckkurbel größer als 90° gewählt wurde. Damit hat sich, wie man erkennt, genau dieselbe resultierende Kurbel ergeben wie bei vorangehender Niederdruckkurbel, und es folgt der wichtige Satz:

Wenn man bei vorangehender Hochdruckkurbel die gleiche Dampfverteilung erhalten will wie bei vorangehender Niederdruckkurbel muß man den Kurbelvorsatzwinkel im ersten Falle um ebensoviel kleiner als 90° wählen, als man ihn bei vorangehender Niederdruckkurbel größer gewählt hat.

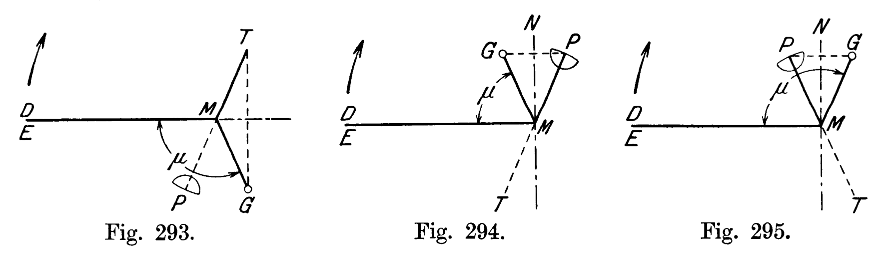


Fig. 293. Fig. 294. Fig. 295.

Bei einem Kurbelversatz von 90° ergibt sich danach für beide Anordnungen die gleiche Dampf- und Druckverteilung.

63. Von der Fig. 291 kann man dann wieder in der mehrfach erörterten Weise zum Einkurbeldiagramm übergehen (vgl. Fig. 292).

Aus den unter verschiedenen Bedingungen durchgeführten Entwicklungen für die resultierende Kurbel läßt sich folgende **allgemeine Regel für den Gebrauch** ableiten:

Man betrachtet in dem Kurbellagenschema die Niederdruckkurbel als Halbweg des NDZ und findet den für die Haupteinströmung maßgebenden Halbweg des HDZ:

1. Bei vorangehender Niederdruckkurbel, indem man die Hochdruckkurbel symmetrisch über *MD* überträgt (Fig. 293).

2. Bei vorangehender Hochdruckkurbel, indem man sie über *MN* symmetrisch überträgt (Fig. 294 für spitzen Kurbelwinkel, Fig. 295 für stumpfen Kurbelwinkel).

In dem so aus den ausgezogenen Halbwegen *ME* und *MT* bzw. *MP* gebildeten Feld I (Feldnumerierung vgl. Fig. 290) wird die resultierende Schubrichtung und die Armlänge der resultierenden Kurbel für die Haupteinströmung als Diagonale gefunden.

Die rückwärtigen Verlängerungen der so gefundenen Hochdruckhalbwege über *M* hinaus um r_1 liefern die Hochdruckhalbwege für die etwa eintretende zweite Einströmung. Ihre Schubrichtung liegt als Diagonale zwischen *ME* und den gestrichelten Linien *MT* bzw. *MP* stets im Feld II.

Die Doppelbezeichnungen einzelner Punkte in den Figuren 293 bis 295 deuten die Doppelbedeutung der Punkte als Zapfen der (drehbaren, in der Grundstellung gezeichneten) Kurbeln und als Endpunkte der festliegenden Halbwege an. Die Zapfen der Hochkurbeln sind in den Fig. 293 bis 295, um Verwechslungen der Kurbelarme mit den Halbwegen zu vermeiden, eingekreist.

MN ist diejenige Senkrechte auf dem Halbwege *ME*, welche ihm im Sinne der Drehung folgt. Wenn die Übertragung symmetrisch über *MN* auszuführen ist, arbeiten ungleich liegende Zylinderseiten zusammen.

64. Zur **Frage der zweiten Einströmung** ist folgendes zu sagen: Mit Hilfe des Einkurbeldiagramms in Verbindung mit dem Auslaststeuerungsdiagramm des Hochdruckzylinders läßt sich leicht feststellen, ob Zweiteinströmung eintritt oder nicht; auch läßt sich damit bei gegebenen Steuerungsverhältnissen der Kurbelwinkel bestimmen, bei dem sie nur eben vermieden wird.

In Fig. 296 ist zunächst für einen Kurbelwinkel von 90° und für vorangehende Niederdruckkurbel das Einkurbeldiagramm ohne resultierende Schubbahn, welche für die Beweisführung nicht erforderlich ist, gezeichnet, mit den Kurbelkreisen des NDZ und HDZ. Daß vorangehende Niederdruckkurbel angenommen ist, ist auch, ohne daß es besonders ausgesprochen wird aus dem Einkurbeldiagramm erkennbar, indem aus der Kennzeichnung der Halbwegenden zu ersehen ist, daß das erste Feld zwischen gleichliegenden Halbwegen liegt.

65. In den Kurbelkreis des HDZ ist das Steuerungsdiagramm nach Reuleaux für Auslaß eingetragen, und zwar etwas abweichend von dem sonstigen Brauch für beide Zylinderseiten. Bei der Kurbelstellung *MC* beginnt die Kompression auf derjenigen Seite des HDZ, welche bei der Hauptfüllung des NDZ mit ihm zusammen gearbeitet hat. Bei der Kurbelstellung *MF* beginnt die Vorausströmung auf der anderen, normalerweise nicht mit dem NDZ zusammenarbeitenden Seite des HDZ, und es tritt, wenn der Einlaß des NDZ in diesem Augenblick noch nicht abgeschlossen ist, während der Füllung des NDZ ein Spannungssprung nach oben ein, da der Expansionsdruck im HDZ im allgemeinen höher ist als der Druck im NDZ im fraglichen Augenblick. Dieser als zweite Einströmung oder auch als Nachfüllung bezeichnete Vorgang ist im allgemeinen unerwünscht.

Die Füllung im NDZ kann im allgemeinen nicht frei gewählt werden, sie ist nach Art. 127 bis 134 abhängig von der gewünschten Kräfteverteilung, die wieder in Beziehung zum Volumenverhältnis steht, und von vielen anderen Umständen.

66. Man kann die zweite Einströmung ganz unabhängig von dem Augenblick des Hinzutretens der anderen Seite des HDZ und von der Füllung des NDZ vermeiden, wenn man den zusammenarbeitenden Zylinderseitenpaaren je getrennte Aufnehmer gibt, indem dann der Dampf der

anderen Seite des HDZ gar nicht in den Aufnehmer des bei der Hauptfüllung zusammenarbeitenden Zylinderseitenpaares gelangen kann.

Bei nahe zusammenliegenden Zylindern dürfte dies (selten angewandte) Mittel auch das zweckmäßigste sein und weitergehende Anwendung verdienen. Es muß dafür aber die Niederdruckkurbel vorangehen, weil bei vorangehender Hochdruckkurbel wegen des Zusammenarbeitens ungleich liegender Zylinderseiten die Aufnehmer gekreuzt sein müßten, was eine sehr ungünstige Konstruktion ergeben würde. Es ist auch einleuchtend, daß aus diesem Grunde bei umsteuerbaren Maschinen getrennte Aufnehmer überhaupt nicht anwendbar sind (Führer 35, 11).

Bei Stirnkurbelmaschinen liegen die Zylinder meist soweit auseinander, daß die Anwendung getrennter Aufnehmer kaum in Frage kommt.

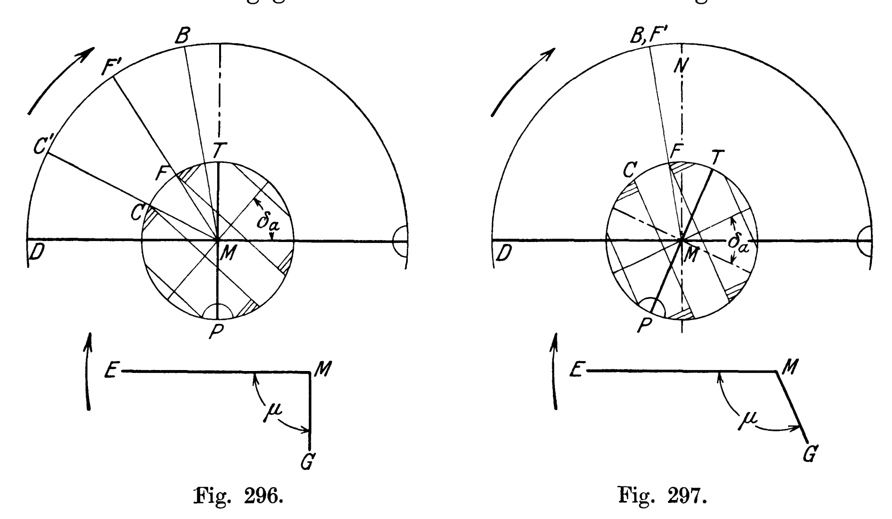


Fig. 296. Fig. 297.

67. Das zweite Mittel, bei festliegenden Steuerungsverhältnissen die zweite Einströmung zu vermeiden, ist die Wahl eines passenden Kurbelversatzwinkels.

Die zweite Einströmung tritt nach Fig. 296 nicht ein, wenn der Füllungswinkel des NDZ kleiner ist als DMF. Wenn er sich mit den am Schlusse des Art. 65 genannten Bedingungen kleiner als DMF ergibt, kann man an dem Kurbelversatz von 90° festhalten; wenn der Füllungswinkel DMB größer ist als DMF, wird man das Hochdruckdiagramm im Drehsinne der Maschine soweit drehen, daß der Winkel DMF mindestens so groß wird wie der Füllungswinkel DMB des Niederdruckzylinders (vgl. Fig. 297). Damit findet man den Winkel μ im Einkurbeldiagramm und von letzterem ausgehend das Lagenschema der Kurbeln nach Art. 63 durch symmetrische Übertragung. Für vorangehende Hochdruckkurbel hat man zunächst die Buchstaben T und P zu vertauschen, ebenso das Kennzeichen des P-Endes mit herüberzunehmen und dann die Übertragung über *MN* als Symmetrielinie vorzunehmen. Man kommt damit auf einen spitzen Kurbelversatzwinkel.

68. Man wird, wenn man die Verhältnisse nicht von vornherein übersieht, entsprechend dem Gang der Entwicklung die Konstruktion zunächst für 90° vornehmen und erst, wenn sich zweite Einströmung ergibt, zu der Drehung schreiten.

Es ergeben sich, wenn man genau an der ursprünglichen Wahl des Spannungsabfalls festhält, bei der Durcharbeitung der Arbeitsdiagramme mit Hilfe des Raumdiagramms bei Änderung des Versatzwinkels kleine Änderungen in der Niederdruckfüllung. Ob man diese durch den etwas umständlichen Weg mit mehrfacher Zeichnung der Raum- und Arbeitsdiagramme (nach Art. 78 bis 135) berücksichtigen soll, oder nur einen Sicherheitszuschlag bei der Drehung des Hochdruckdiagramms gibt, muß dem Ermessen des Konstrukteurs überlassen bleiben. Zu bemerken ist auch, daß gegen Ende der Füllung die Drosselung schon so stark ist, daß die zweite Einströmung nicht mehr sehr stört, wenn sie erst kurz vor Abschluß des NDZ beginnt.

Mit den Raumlängen hinter der stattgehabten zweiten Einströmung gelangt man meist schon in den der Distanzlinie abgewandten Halbkreis des resultierenden Kurbelkreises, was indes keinerlei Schwierigkeiten verursacht. Diese bestehen vielmehr in der Aufstellung der Arbeitsdiagramme für einen gegebenen oder gewählten Spannungsabfall des HDZ. Vgl. die Fußnote S. 395. Wie sich die zweite Einströmung im Sinoidendiagramm darstellt, ist im Art. 44 gezeigt.

69. Es gibt ausgeführte Maschinen in nicht geringer Zahl, in welchen die zweite Einströmung stattfindet. In manchen Fällen mag man sie wohl bewußt zugelassen haben, indem man den Nachteil derselben nicht hoch einschätzte und man von gewissen Normen im Kurbelvorsatz nicht abgehen wollte. In vielen Fällen wird man aber wohl bei der Konstruktion übersehen haben, daß sie zu erwarten ist. Das vorstehende, neue Verfahren zur Feststellung, ob die zweite Einströmung eintritt oder nicht, ist so einfach, daß man es, um über die Vorgänge in der Maschine klar zu werden, auch da anwenden sollte, wo man von Maßnahmen zur Vermeidung der zweiten Einströmung absehen will und auch die Arbeits- und Raumdiagramme ohne Rücksicht auf sie konstruieren will.

Wegen der etwas umständlicheren Behandlung der Diagramme unterbleibt die Berücksichtigung der zweiten Einströmung in denselben meist. Auch im vorliegenden Werk ist von einer Behandlung der Arbeitsdiagramme mit zweiter Einströmung abgesehen. Bei den Druckausgleichrechnungen sind in der Fußnote zu Art. 118 noch einige Andeutungen gemacht.

70. Bei Maschinen, welche vorwärts und rückwärts gehen müssen (reversierbar sind), und deren Kurbelwinkel wegen anderer Gründe von 90° abweicht, läßt sich die Regel, daß die Niederdruckkurbel mit stumpfem Winkel vorangeht, nur für eine Drehrichtung befolgen; für die andere geht dann die Hochdruckkurbel mit stumpfem Winkel voran, während der Kurbelwinkel für die gleiche Dampf- und Druckverteilung und für die Vermeidung der zweiten Einströmung ein spitzer sein müßte.

Die Folgen dieser Tatsache sind für die normalen dreistufigen Verbundmaschinen mit um 120° gegeneinander versetzten Kurbeln bedeutsam. Bei dreistufigen Verbundmaschinen muß man, da der Mitteldruckzylinder einmal als Dampf aufnehmender, dann aber auch als Dampf abgebender Zylinder auftritt, die Regel etwas anders aussprechen, nämlich: Bei stumpfem Kurbelwinkel soll möglichst die Kurbel niedrigerer Stufe derjenigen höheren Stufe vorangehen.

Man wird bei Schiffsmaschinen der vorausgesetzten Bauart diejenige Drehrichtung für den Vorwärtsgang wählen, bei welcher die Kurbeln niederer Stufe denen höherer Stufe vorangehen, also voran die Niederdruck-

kurbel, dann die Mitteldruckkurbel, dann die Hochdruckkurbel. Daß dabei schließlich im Kreislauf die Hochdruckkurbel der Niederdruckkurbel vorangeht, ist belanglos, weil HDZ und NDZ räumlich nicht zusammenarbeiten.

Bei dem selten vorkommenden Rückwärtsgang ist dann im NDZ und MDZ zweite Einströmung unvermeidlich. Trotz des seltenen Vorkommens des Rückwärtsganges bei Schiffsmaschinen wird man das vorstehende Ergebnis doch zu beachten haben, weil mit dem Eintreten der zweiten Einströmung mitten im Hub verstärkte Kräfte auftreten, die das Triebwerk ungünstig belasten können, besonders, wenn bei Kollisionsgefahr unter Volldampf umgesteuert wird.

71. Die in den Art. 62 und 64 bis 70 erörterten Fragen sind an sich unabhängig von der Art des benutzten Raumdiagramms; die Ergebnisse gelten also in Verbindung mit allen Arten von Raumdiagrammen. Es schien aber zweckmäßig, diese Fragen an Hand des Diagramms mit resultierender Kurbel und mit dem Einkurbeldiagramm zu behandeln, da sie mit diesen am einfachsten gelöst werden.

Raumdiagramm für Maschinen mit gleichzeitigem Hubwechsel.

72. Die in den Art. 28 bis 71 entwickelten Arten der Raumdiagramme gelten hauptsächlich für Maschinen mit nicht gleichzeitigem Hubwechsel. Für Maschinen mit gleichzeitigem Hubwechsel (Tandemmaschinen, Balanciermaschinen mit beiden Zylindern am selben Balancier und Maschinen mit um 180° versetzten Kurbeln) sind sie auch anwendbar, und es überwiegt für sie in der Literatur auch das Sinoidendiagramm, also ein Diagramm bei welchem die Volumina als Funktion des Kurbelwinkels aufgetragen werden. Es ist jedoch für solche Maschinen die Auftragung der **Volumina als Funktion der Kolbenwege** natürlicher und einfacher.

73. Zunächst ist darauf hinzuweisen, daß es Verbundmaschinen mit gleichzeitigem Hubwechsel in Tandemanordnung oder mit Balancier gibt, welche gar kein Kurbelgetriebe besitzen (Worthingtonpumpen). Bei ihnen hat die Beziehung auf einen (etwa gedachten) Drehwinkel überhaupt keinen Sinn. Aber auch bei den Einkurbelverbundmaschinen (Tandemmaschine) ist die Beziehung auf die Kolbenwege natürlicher als die auf die Kurbelwinkel. Das gleiche gilt von Balanciermaschinen für den Fall, daß die Triebwerke beider Zylinder an dem gleichen Balancier angreifen wegen der vollständigen oder fast vollständigen Proportionalität der Bewegung beider Kolben.

74. Etwas anders liegen die Verhältnisse bei Maschinen mit um 180° gegeneinander versetzten Kurbeln, bei welchen der Hubwechsel ebenfalls gleichzeitig stattfindet, aber infolge der endlichen Pleuelstangenlänge keine Proportionalität, der Kolbenbewegung und der Raumveränderungen besteht.

Wie aber schon bei Maschinen mit ersetztem Hubwechsel in der Fußnote auf S. 357 hervorgehoben wurde, hat die Berücksichtigung der endlichen Stangenlänge, obwohl ihr Einfluß auf die Volumen nicht unbedeutend ist, keinen Zweck, wenn die Maschine einen für beide Zylinderseitenpaare gemeinsamen Aufnehmer hat. Wenn jedoch eine Maschine mit um 180° versetzten Kurbeln für die beiden zusammen arbeitenden Zylinderseitenpaare je einen besonderen Aufnehmer besitzt (was hier wegen

des unmittelbaren, nicht gekreuzten Dampfüberganges leicht durchführbar ist und zuweilen vorkommt), kann die Berücksichtigung der endlichen Pleuelstangenlänge, für welche man dann auf die Beziehung zum Kurbelwinkel zurückgreifen muß, in Frage kommen. Der Einfluß ist deshalb nicht unbedeutend, weil sich die Abweichungen addieren.

75. Wenn bei proportionaler oder proportional gesetzter Bewegung x der Kolbenweg des Niederdruckzylinders auf der Seite der Dampfaufnahme ist, ist das Volumen ohne schädlichen Raum

$$V_x'' = F_n x\,.$$

Das zugehörige Volumen der den Dampf abgebenden Seite des Hochdruckzylinders ist

$$V_x' = F_h (s - x)\,.$$

Es sind das die Gleichungen zweier gerader Linien.

Trägt man also (Fig. 304, S. 389) die Kolbenwege senkrecht ab, so erhält man, indem man die unveränderlichen Räume wieder in die Mitte legt, und die veränderlichen durch die entsprechenden geraden Linien begrenzt, die Gesamträume V_x als Funktion der Kolbenwege. Bezüglich der Neigungsrichtung der beiden Geraden ist zu beachten: Für $x = 0$ wird in obigen Gleichungen $V_x'' = 0$, $V_x' = F_h s$; für $x = s$ wird $V_x'' = F_n s$, $V_x' = 0$. Nach Art. 27 ist die Darstellungslänge von $F_h s$ gleich l_1 und die Darstellungslänge von $F_n s$ gleich l_2.

76. Die Darstellungslänge des senkrecht aufgetragenen Kolbenhubes s kann beliebig gewählt werden, doch wird man bei der Wahl zu beachten haben, daß einerseits die Schnitte der Volumenlinie mit den Begrenzungslinien nicht zu flach werden, andererseits nicht zuviel Platz auf dem Zeichenblatt verbraucht wird. Dem wird etwa entsprochen, wenn man die Darstellungsgröße von s gleich (0,5 bis 07) l_2 wählt.

Für Balanciermaschinen mit gleichen Armlängen für beide Zylinder gilt das gleiche wie für Tandemmaschinen. Wenn die Armlängen verschieden sind und im Verhältnis $c : e$ stehen, ist

$$V_x'' = F_n x\,, \qquad V_x' = F_h \frac{e}{c} (s - x)\,,$$

worin s und x der Hub und die Wege des Niederdruckkolbens sind. An der Darstellung ändert sich jedoch nichts, da $l_1 : l_2 = s_h F_h : s_n F_n$ gleich dem Volumenverhältnis $1 \cdot k$ zu machen ist und die Hube s_n zu s_h sich verhalten wie die Armlängen $c : e$.

77. Die Gleichung $V_h' = F_h (s - x)$ gilt zunächst für Maschinen, bei denen ungleichseitige Zylinderseiten miteinander arbeiten, also für Tandemmaschinen und für Balanciermaschinen mit Angriff der Kolbenstangen an der gleichen Seite des Balanciers.

Bei Maschinen mit um 180° versetzten Kurbeln und bei Balanciermaschinen mit Angriff der Kolbenstangen an entgegengesetzten Armen arbeiten gleichliegende Kolbenseiten zusammen. Die Auftragungsrichtung der Räume ist jedoch die gleiche wie beim Zusammenarbeiten ungleichliegender Zylinderseiten. Es gilt hier für Maschinen mit um 180° versetzten Kurbeln die Überlegung des Art. 34, nach welcher beim Zusammenarbeiten gleichseitiger Räume die negative Hochdruckkurbel einzuführen ist, um die zusammenarbeitenden Räume als zusammenhängende Länge zu erhalten.

Vereinigung der Raumdiagramme mit den Arbeitsdiagrammen.

Erläuterung der Vorgänge in Verbundmaschinen.

78. Die sämtlichen vorstehend behandelten Raumdiagramme dienen dazu, die Raumveränderungen, welche sich während des Zusammenhanges zweier Zylinderräume vollziehen, zu ermitteln, um die sich aus ihnen ergebenden Druckveränderungen zu bestimmen. Diese Bestimmung erfolgt dem Brauche nach stets mit dem Gesetz $pV = \text{const.}$, so daß man, wenn man nur ein Paar zusammengehörige Werte p' und V' kennt, für irgendwelche herausgegriffenen Werte von V die zugehörigen Werte von p mittels der Gleichung $pV = p'V'$ berechnen kann (vgl. auch Art. 32).

Die Gleichung lautet, wenn man V und V' durch ihre Darstellungslängen x und x' im Raumdiagramm ersetzt, $px = p'x'$, woraus sich für die Volumenlänge x der Druck p aus der Gleichung ergibt

$$p = p'\frac{x'}{x}. \qquad (1)$$

79. Die Entnahme der Raumlängen x und x' aus dem eigentlichen Raumdiagramm ist jedoch nur so lange erforderlich, wie die beiden Zylinder räumlich zusammenhängen. Soweit aber nur der eine oder andere Zylinder mit dem Aufnehmer in Verbindung steht, kann der Druckverlauf unmittelbar am Arbeitsdiagramm ohne Zuhilfenahme des eigentlichen Raumdiagramms bestimmt werden. Die Bestimmung kann entweder ebenfalls mit der Gleichung (1) erfolgen oder auch mit Hilfe der gewöhnlichen Konstruktion der gleichseitigen Hyperbel (Anhang 11, Art. 3). Für beide Verfahren muß die Aufnehmergröße a anschließend an den schädlichen Raum des betreffenden Zylinders angetragen sein.

Man braucht also für die vollständige Ableitung der Arbeitsdiagramme nur ein ganz kurzes Stück des Raumdiagramms zu zeichnen. Meist wird jedoch der ganze Vorgang einer Umdrehung für ein zusammenarbeitendes Paar Zylinderseiten dargestellt; aber mehr zu dem Zweck, den ganzen Vorgang zu veranschaulichen und das Raumdiagramm mit Einschriften zu versehen, welche die Einzelvorgänge erläutern, als um die im Raumdiagramm in dargestellten Räumen überall zur Bestimmung des Druckverlaufs zu benutzen.

80. Das Sinoidendiagramm gestattet diese Beschriftung und die damit verbundene Veranschaulichung der Vorgänge am besten, und das ist wohl auch der Grund, weshalb es sich trotz seiner großen Mängel hinsichtlich der zeichnerischen Genauigkeit und trotz seiner großen Umständlichkeit als die fast ausschließlich benutzte Form behauptet hat. Die flachen Schnitte der Horizontalen mit den Sinoiden, besonders der auf der Niederdruckseite führen in Verbindung mit den Ungenauigkeiten in der Parallelität der Horizontalen, die durch die Verschiebung der Kopfschiene an der ungenau bearbeiteten Reißbrettkante entstehen, zu Fehlern, die oft den Hauptzweck des Diagramms vereiteln, was man dann erst am Schlusse der mühevollen Arbeit erkennt, wenn man die im Art. 135 empfohlene Kontrolle mit dem vorläufigen Diagramm ausführt.

81. Es folgt hieraus, daß das Sinoidendiagramm eigentlich nur für den Anfänger wegen seines Lehrwertes eine gewisse Bedeutung hat, und daß für die Praxis und für vorgeschrittene Studierende andere Formen des

Raumdiagramms wegen ihrer größeren zeichnerischen Einfachheit und Genauigkeit den Vorzug verdienen.

Es scheint aber fraglich, ob es nicht richtiger ist, auch den Anfänger den Entwurf mit einem der zeichnerisch genaueren und einfacheren Diagrammen durchführen zu lassen und dieser Aufgabe eine gründliche Belehrung an Hand guter Vorlagen mit dem Sinoidendiagramm vorausgehen zu lassen, die sich dann auch auf verschiedene Fälle und nicht nur auf die eine Aufgabe des Entwurfs erstrecken könnte.

82. Die Raumdiagramme dienen meist noch einem anderen Zweck als der Feststellung der Veränderung der zusammenhängenden Räume, der aber nicht notwendig mit dem letzteren verknüpft zu sein braucht, nämlich der Aufgabe, zusammengehörige Punkte der beiden Arbeitsdiagramme, oder was dasselbe ist, zusammengehörige Kolbenstellungen während des Zusammenarbeitens beider Zylinder zu bestimmen.

Für diesen Zweck werden die Arbeitsdiagramme mit den Raumdiagrammen dann in der aus Fig. 298 und 304 ersichtlichen Weise zusammengezeichnet, d. h. die Arbeitsdiagramme werden mit nach innen gekehrten Raumnullpunkten und mit den unveränderlichen Räumen in der Mitte unter oder über die Raumdiagramme gezeichnet.

Wenn hiermit z. B. in Fig. 298, S. 379 der zum Punkte 8 des Hochdruckdiagramms gehörige Punkt 8 des Niederdruckdiagramms gefunden werden soll, geht man von ersterem senkrecht nach dem Raumdiagramm herauf bis zum Schnitt mit der zugehörigen Raumendpunktlinie, von da ab horizontal herüber nach der anderen Raumendpunktlinie und von dort herab zum Niederdruckdiagramm.

83. Diese Form der Zusammenzeichnung ist bei allen bisher besprochenen Raumdiagrammen möglich, mit Ausnahme desjenigen des Verfassers[1]). Die Art der Aufsuchung zusammengehöriger Punkte, läßt aber hinsichtlich der zeichnerischen Genauigkeit viel zu wünschen übrig.

Man kann die Punkte aber auch ohne Zuhilfenahme des Raumdiagramms mit dem Einkurbeldiagramm nach Art. 38 und 39 durch Übertragung finden.

Bei dem Verfahren des Verfassers ist diese Form der Bestimmung zusammengehöriger Punkte der Arbeitsdiagramme allein benutzt, bei den anderen Diagrammen ist sie für die Bestimmung der wichtigen Brechpunkte empfohlen (vgl. Art. 40 und 119).

Als ein Vorzug der Bestimmung zusammengehöriger Punkte über das Raumdiagramm kann man vielleicht die unmittelbare Erkennbarkeit der Zusammengehörigkeit durch fortlaufende Linienzüge trotz der damit verbundenen zeichnerischen Ungenauigkeit gelten lassen. Es handelt sich aber meist um nur ganz wenige Punkte, deren paarweise Zusammengehörigkeit auch durch gleiche Bezifferung hervorgehoben werden kann, ohne daß dadurch die Übersichtlichkeit zu sehr leidet.

Erläuterung der Vorgänge in Verbundmaschinen.

84. Im nachfolgenden sollen mit Hilfe der Raum- und Arbeitsdiagramme die Vorgänge in Verbundmaschinen zunächst mehr beschreibend erläutert werden. Weiterhin soll dann gezeigt werden, wie man beim Entwurf vorzugehen hat. (Vgl. Art. 291 bis 293, 298 bis 303 des Haupttextes.)

[1]) Vgl. jedoch Art. 95.

Die Arbeitsdiagramme sind aus Platzrücksichten und weil damit manche Vorgänge klarer hervortreten, für einen verhältnismäßig niedrigen Druck und eine entsprechend große Füllung des Hochdruckzylinders gezeichnet. Der Aufnehmer ist aus ähnlichen Rücksichten verhältnismäßig klein angenommen. Die Atmosphärenlinie ist in die nachfolgenden Arbeitsdiagramme nicht eingetragen, um den Atmosphärenmaßstab offen zu halten. Bei Durcharbeitung der Diagramme für bestimmte Drucke empfiehlt es sich jedoch, die Atmosphärenlinie (etwa strichpunktiert) einzuziehen und auch einen Atmosphärenmaßstab anzubringen.

Es möge begonnen werden mit einer Maschine, deren **Kurbelversatzwinkel 90°** beträgt. Als Raumdiagramm werde das **Sinoidendiagramm** benutzt.

Die Sinuslinien seien für das gegebene Volumenverhältnis und den gegebenen Kurbelversatz von 90° nach Art. 42 bis 44 aufgetragen und die gegebenen Arbeitsdiagramme darunter gezeichnet (Fig. 298).

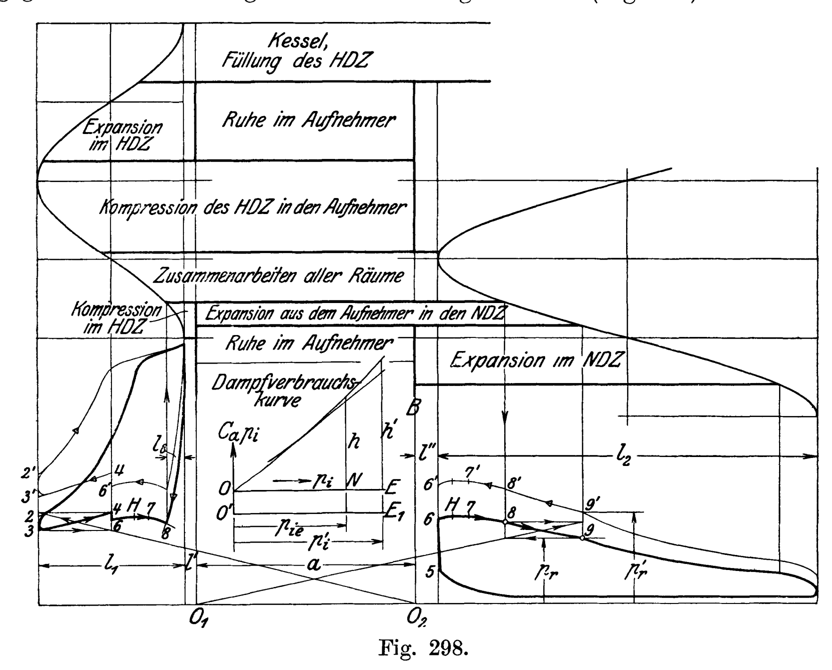


Fig. 298.

85. Die Vorgänge im HDZ, bis zum Beginn des Austritts sind aus den Einschriften in das Raumdiagramm erkennbar und bedürfen, da sie ganz denen bei Einzylindermaschinen entsprechen, keiner weiteren Erläuterung.

Wenn am Ende der Hochdruckexpansion ein Spannungsabfall von dem Drucke p_2 auf den Druck p_3[1]) stattfindet, so ist das ein Zeichen, daß im

1) Die Indizes bei den Drucken bezeichnen die Höhe der Drucke, gemessen von der Nullinie bis zu der gleichen Ziffer im Arbeitsdiagramm.

Ferner sei bemerkt, daß aus später erörterten Gründen (Art. 116) der Beginn des Austritts vom Voreinströmungspunkt nach dem Totpunkt verlegt ist. Das gleiche gilt bezüglich der Voreinströmung des NDZ für Art. 87. Die Horizontalen, welche *in den Raumdiagrammen Fig.* 298 und 304 die durch Einschriften gekennzeichneten Vorgange begrenzen, sind jedoch in die Höhe des wahren Beginns und Ende der Vorgänge gelegt.

Aufnehmer in diesem Augenblick ein niedrigerer Druck herrscht als im HDZ. Es sei jedoch späterem (Art. 118) vorgreifend schon hier bemerkt, daß p_3 nicht der Druck ist, der in diesem Augenblick gerade im Aufnehmer herrscht. Das würde nur dann der Fall sein, wenn der Aufnehmer unendlich groß wäre.

86. In dem Punkte *3* ist die zugehörige Seite des NDZ noch nicht zur Aufnahme bereit; der Kolben schiebt auf ihr den Dampf noch in den Kondensator oder in die Atmosphäre aus. Bis dahin muß deraus dem HDZ kommende Dampf im Aufnehmer (der daher seinen Namen hat) Platz finden. Der Gesamtraum von HDZ und Aufnehmer verkleinert sich beim Rückgange des Hochdruckkolbens, daher steigt der Druck an.

Das Gesetz des Ansteigens kann man mit der Formel (1), S. 377, berechnen, indem p_3 dem Drucke p', und x_3 dem Raume x' entspricht. Man kann dabei die verschiedenen x dem Raumdiagramm entnehmen; einfacher mißt man sie unten bei den Arbeitsdiagrammen von der Linie $O_2 B$ aus; vgl. Art. 79. Man kann auch die Rechnung umgehen, indem man die Hyperbel von O_2 als Nullpunkt aus nach dem gewöhnlichen Verfahren (Anhang 11, Art. 3) konstruiert. Als Beispiel ist die Konstruktion von dem bekannten Punkt *3* aus für den Sonderpunkt *4* durchgeführt, in welchem der Vorgang durch das Hinzutreten des NDZ sein Ende erreicht. Man findet die Abszisse des Punktes *4*, indem man von dem Anfangspunkt des Niederdruckdiagramms aufwärts zum Raumdiagramm geht und über dasselbe zum Hochdruckdiagramm herabgeht, oder auch durch Übertragung mit Hilfe des Einkurbeldiagramms nach Art. 119.

87. Beim Zutritt des NDZ findet, wenn die Kompression in demselben nicht bis zum Drucke p_4 hinaufreicht, wieder ein Spannungsabfall von *4* auf *6* statt, der durch die Auffüllung des schädlichen Raumes des NDZ mit Dampf aus dem Aufnehmer und aus dem HDZ bedingt ist (Berechnung vgl. Art. 119 und 124).

Vom Punkte *6* ab findet dann die gemeinsame Druckveränderung beim Zusammenhang aller Räume statt, für die allein das Dampfraumdiagramm erforderlich ist. Man findet die Druckänderungen nach der im Art. 78 angegebenen Formel (1), in welcher jetzt p_6 und x_6 die Bedeutung von p' und x' haben. Für die beliebige Kolbenstellung *7* des Hochdruckkolbens wird x_7 auf dem Wege über das Raumdiagramm gefunden. Es ist

$$p_7 = p_6 \frac{x_6}{x_7}\,.$$

Der gleiche Druck p_7 ist, wenn zunächst von den Übergangswiderständen (Sperrverlusten) abgesehen wird, in das Niederdruckdiagramm an der zugehörigen Niederdruckkolbenstellung einzutragen, die entweder über das Raumdiagramm oder auch mit Hilfe des Einkurbeldiagramms (Art. 43 und 119) gefunden wird. Weitere Punkte zwischen *6* und *8* werden in gleicher Weise ermittelt. Über die Bestimmung des höchsten Punktes der Drucklinie vgl. Art. 92, Fußnote).

88. Der Vorgang erreicht sein Ende, wenn der Auslaß des HDZ abgeschlossen wird und die Kompression in demselben beginnt (Punkt *8*).

Der Punkt *8* im Hochdruckdiagramm kann durch den gegebenen Kompressionsweg l_8 unmittelbar bestimmt sein oder wird, wenn der Kompressionsdruck gegeben oder gewählt ist, durch den Schnitt der rückwärts gezeichneten Kompressionslinie mit der Linie *6—7—8*, die über den noch

unbekannten Punkt *8* hinauszuzeichnen ist, gefunden. Die Abszisse des Punktes *8* liefert im letzteren Falle dann gleichzeitig den Kompressionsweg l_8, für welchen die Steuerung einzurichten ist (vgl. auch Art. 140).

Die Aufsuchung des Punktes *8* im Niederdruckdiagramm erfolgt auf dem Wege über das Raumdiagramm (Art. 82) oder mit Hilfe des Einkurbeldiagramms durch Übertragung.

89. Im NDZ expandiert der Dampf, nachdem der HDZ abgeschlossen ist, gemeinsam mit dem Aufnehmer weiter bis zum Füllungsabschluß in *9*. Der Punkt O_1 ist Nullpunkt dieser Expansion. Bezüglich der Entbehrlichkeit des Raumdiagramms für die Verzeichnung der Expansionslinie 8—9 im Niederdruckdiagramm gilt grundsätzlich das gleiche, was im Art. 86 über die gemeinsame Kompression im Aufnehmer und HDZ gesagt ist. Sie kann mit der gewöhnlichen Hyperbelkonstruktion, mit O_1 als Nullpunkt, verzeichnet werden.

90. Beim **Entwurf** wird der Druck p_r, bis zu welchem herab die Expansion geführt werden muß, gewählt oder in der Regel aus anderen Forderungen berechnet (Art. 127 bis 130). Die Fig. 298 zeigt, wie für ein bestimmtes p_r der ideelle Abschluß der Füllung in *9* mittels der gewöhnlichen Hyperbelkonstruktion gefunden wird: Man schneidet mit einer Horizontalen in der Höhe p_r in die durch *8* gelegte Senkrechte ein, zieht von O_1 aus durch den Schnittpunkt einen Strahl, der die Diagonale in dem Rechteck bildet, in welchem *9* eine Ecke ist.

Über den Fall, daß der Punkt *9* vor dem Punkte *8* liegt, vgl. Art. 134.

Die Dampfverbrauchkurve zwischen den beiden Arbeitsdiagrammen in Fig. 298 dient späteren Zwecken. Auch die in die Figur hineingezeichneten Diagramme für höhere Leistung werden erst später behandelt werden.

91. In Fig. 299 und 300 sind die Arbeitsdiagramme für die gleichen Bedingungen **mit Hilfe des Verfahrens mit resultierender Kurbel** konstruiert, und zwar in Fig. 299 mit Benutzung des resultierenden Kurbelkreises in wahrer Größe und in Fig. 300 mit Reduktion auf den Niederdruckkreis. Das Hochdruckdiagramm ist in Fig. 299 fortgelassen. Es ist das gleiche wie in Fig. 300 und auch ebenso zu bestimmen; der Art. 94 gilt vollinhaltlich auch für Fig. 299.

In Fig. 299 ist zunächst die resultierende Schubrichtung MS im Einkurbeldiagramm für einen Kurbelversatzwinkel von 90° konstruiert und der resultierende Kurbelkreis mit MS geschlagen; dann ist in der Richtung MS die Distanz $MO = t$ (vgl. Art. 53) abgetragen. Dnrch O ist senkrecht zu MO die Distanzlinie der resultierenden Räume gezogen. x_6, x_h, x_7, x_8 sind die resultierenden Räume bei den Kurbelstellungen M_6, MH, M_7, M_8. Von den Punkten *6*, *H*, *7*, *8* geht man hinauf ins Niederdruckdiagramm, um die Abszissen der aus x_6, x_h, x_7, x_8 berechneten Drucke zu finden. Wie die Abszissen des Hochdruckdiagramms für die gleichen Drucke gefunden werden, ist in Art. 94 gezeigt.

92. Nachdem man p_6 mit Hilfe der Gleichung (7) oder (7a), S. 395 und 398, berechnet hat, wobei man x_4 im Raumdiagramm als x_6 oder an den Arbeitsdiagrammen messen kann, findet man

p_h, p_7, p_8, durch die Gleichungen $p_h = p_6 \frac{x_6}{x_h}$, $p_7 = p_6 \frac{x_6}{x_7}$, $p_8 = p_6 \frac{x_6}{x_8}$;

p_h ist hierin der höchste auftretende Druck[1]), p_7 der Druck bei irgendeiner beliebigen Kurbelstellung, p_8 der Druck beim Abschluß des HDZ. Außer der Kurbelstellung *M 7* können noch beliebig viele weitere eingeschaltet und für sie die Drucke berechnet werden, wenn man für die Drucklinie *6—8* weitere Zwischenpunkte zu haben wünscht

93. In Fig. 300 ist dann die im Art. 54 empfohlene Reduktion auf den Niederdruckkurbelkreis vorgenommen. Der Abstand MU der Distanzlinie ist gemacht

$$MU = \frac{MH}{MS} t \qquad \text{oder} \qquad MU = \frac{r_2}{\varrho} t. \tag{2}$$

Letzteres, wenn man die resultierende Kurbel im Kurbellagenschema ermittelt hat. Die resultierende Kurbel kann bei großem Winkel μ auch

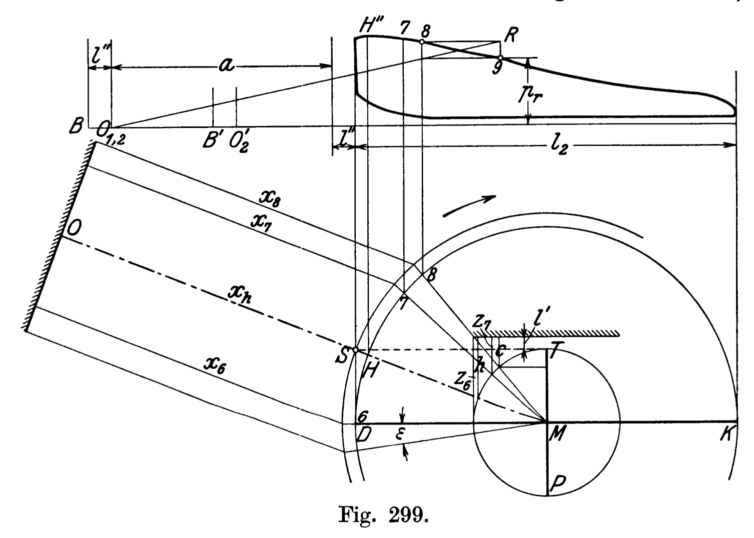


Fig. 299.

kleiner als r_2 werden; dann wird MU größer als t. Die nach Art. 53 zu berechnende Länge t ist des Vergleichs halber durch Markierung des Punktes O mit $MO = t$ noch eingetragen.

Der Punkt *6* im Arbeitsdiagramm des HDZ und NDZ wird mit Hilfe der Gleichung (7) oder (7a), S. 395 und 398, gefunden. Man darf aber nicht wie vorher x_4 gleich x_6 setzen; zwar sind beide Größen gleich, sie sind aber in verschiedenem Maßstab dargestellt. Man entnimmt x_4, nachdem man links an die Aufnehmerlänge noch l'' angefügt hat, dem Arbeitsdiagramme.

Nachher berechnet man p_h, p_7, $p_8 \ldots$ genau wie im Art. 92 angegeben, indem man x_6, x_h, x_7, $x_8 \ldots$ im Raumdiagramm abmißt; was zulässig ist, da von der geometrisch ähnlichen Größenveränderung nur die Größen selbst, nicht ihre in den Gleichungen auftretende Verhältnisse betroffen werden.

[1]) Es herrscht bei dieser Kurbelstellung der höchste Druck, weil $x_h = OH$ der kleinste Raum ist. Die Stellung MH der Niederdruckkurbel, bei welcher das Volumenminimum erreicht wird, läßt sich bei anderen Raumdiagrammen nicht so einfach feststellen, so daß es sich schon verlohnt. bei diesen wenigstens die resultierende Schubrichtung nach dem Verfahren des Verfassers festzustellen, um die Lage des höchsten Punktes der Druckkurve zu finden, auch wenn man im übrigen das Diagramm mit resultierender Kurbel nicht benutzen will.

94. Die Abszissen z_6, h, z_7, c der Drucke p_6, p_h, p_7, p_8 werden durch Abgreifen (tangentiales Einschwenken) als Abstände der Hochdruckdistanzlinie des Einkurbeldiagramms gefunden und nach dem Hochdruckdiagramm übertragen, wie das schon ähnlich im Art. 40 und 42 geschehen ist (Übertragungsverfahren).

Bei diesem Verfahren ist es gleichgültig, in welcher horizontalen Ver schiebung das Hochdruckdiagramm gezeichnet wird. In der Fig. 300 sind die Volumnullpunkte des HDZ und NDZ zusammengelegt, womit das Diagramm die Form rankinisierter Indikatordiagramme annimmt. Die Nullpunkte O_1 und O_2, aus welchen die Linie *3—4* und *8—9* zu konstruieren sind, fallen damit in dem Punkt $O_{1,2}$ zusammen.

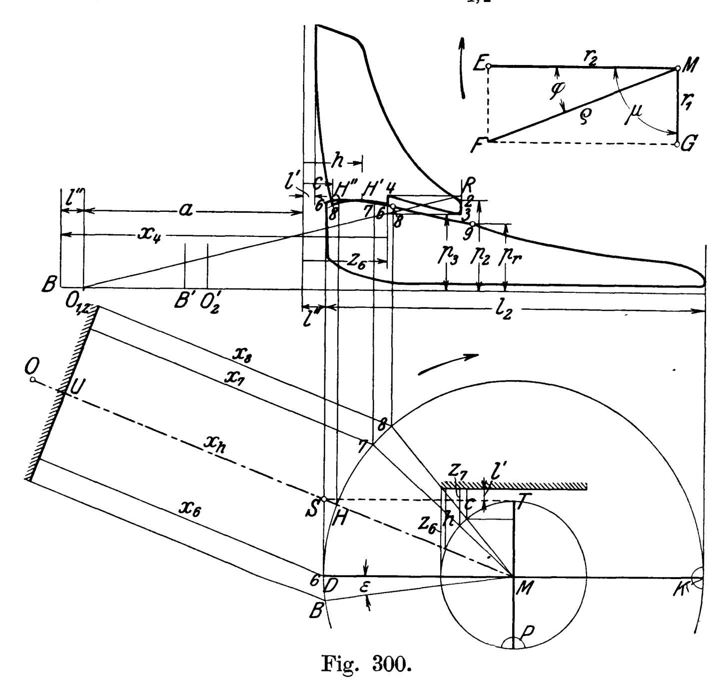


Fig. 300.

Wenn man in dem Durcheinandergehen von Teilen des Hochdruck- und Niederdruckdiagramms einen Nachteil erblickt, kann man das erstere auch beliebig weit nach rechts verschieben, wo über dem Niederdruckdiagramm mehr Platz ist. Die Punkte O_2 und B sind dann für die Konstruktion der Drucklinie *3—4* bzw. für die Ausmessung von x_4 um den gleichen Betrag nach O_2' und B' zu verlegen; $O_{1,2}$ bleibt mit der Bezeichnung O_1 für das Niederdruckdiagramm an seiner Stelle.

Die gleichbezeichneten Druckhöhenpunkte im Hoch- und Niederdruckdiagramm liegen paarweise auf gleicher Höhe, wenn wie bisher von den Übertrittswiderständen (Sperrverlusten) abgesehen wird und die Diagramme mit gleichen Atmosphärenmaßstab über der gleichen Drucklinie gezeichnet sind.

95. Wenn man das Übertragungsverfahren nicht anwenden möchte und lieber die zusammengehörigen Punkte durch fortlaufende Linienzüge finden will, kann man das Hochdruckdiagramm auch über der Linie TP, d. h. zwischen Loten in T und P auf TP, also liegend oder, wenn der Ver-

satzwinkel von 90° abweicht, geneigt zeichnen. Diese Form soll wegen der unbequemen Lage des Hochdruckdiagramms nicht empfohlen werden.

Als normale Diagrammform möge die mit auf den Niederdruckkurbelkreis reduzierten resultierenden Kurbelkreis und aufrechten Arbeitsdiagrammen gewählt werden.

Was in den Art. 86 bis 90 beim Sinoidendiagramm über die Arbeitsvorgänge gesagt ist, gilt allgemein, also auch für die Diagramme mit resultierender Kurbel. Wenn man die Arbeitsdiagramme bei gleichen Voraussetzungen, das eine Mal mit dem Sinoidendiagramm, das andere Mal mit resultierender Kurbel konstruiert, muß das Endergebnis genau das gleiche sein.

96. In Fig. 301 ist noch eine Art der Zusammentragung des Raumdiagramms mit resultierender reduzierter Kurbel mit den Arbeitsdiagram-

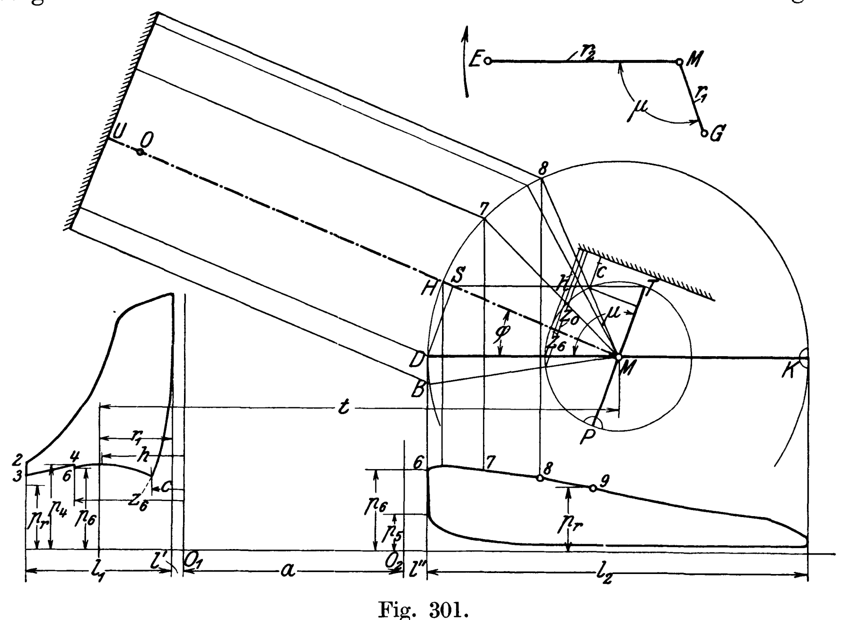


Fig. 301.

men dargestellt, die hinsichtlich der gegenseitigen Lage der Arbeitsdiagramme mit der bei den anderen Raumdiagrammen üblichen und dort zweckmäßigen Anordnung übereinstimmt, die aber eigentlich für das Diagramm mit resultierender Kurbel der Begründung entbehrt und für dasselbe nicht recht paßt.

Zweck dieser Darstellung ist, einmal in augenfälliger Weise zu zeigen, wieviel einfacher das Diagramm in der Konstruktion und Anwendung ist, dann aber auch, um es geeignetenfalls gemeinsam mit dem Sinoidendiagramm zu verwenden, indem letzteres lediglich die in Art. 79 bis 80 hervorgehobene Aufgabe erfüllen soll, Anfängern die Vorgänge in der Maschine möglichst anschaulich darzustellen, während das Diagramm mit resultierender Kurbel zur genauen Konstruktion der Arbeitsdiagramme dienen soll. Man wird das Sinoidendiagramm dann zweckmäßig unter das Arbeitsdiagramm zeichnen.

97. Wenn man den resultierenden Kurbelkreis in seiner wahren verhältnismäßigen Größe zeichnet entsprechend Fig. 299, sind die Raumlängen

während des Zusammenarbeitens aller Räume genau so groß wie im Sinoidendiagramm mit gleichem Kurbelversatz; wenn dagegen wie in Fig. 300 der Niederdruckkurbelkreis als resultierender benutzt ist, erscheinen sie in einem anderen Maßstab. Man hat dann zu beachten, was in Art. 93 und 94 gesagt ist.

Für das Zusammenarbeiten nur eines Zylinders mit dem Aufnehmer gilt das gleiche wie für das Sinoidendiagramm: Die Drucklinien sind gemäß Art. 86 und 89 aus den Nullpunkten O_2 bzw. O_1 zu bestimmen.

Die Kurve *6—H—7—8* der gemeinsamen Druckänderungen im Hochdruckdiagramm wird wie in Art. 94 durch Übertragung gefunden.

Der Kurbelversatzwinkel ist hier, um gleichzeitig einen anderen Fall wie bisher zu behandeln, größer als 90° angenommen; damit wird MU größer als t. Der Versatz der etwa zum Vergleich gezeichneten Sinoiden ist nach Art. 44 zu bestimmen.

98[1]). In Fig. 302 ist gezeigt, wie mit dem im Art. 55 kurz erläuterten **Raumdiagramm mit nur einem einzigen Kurbelkreis** für r_1, r_2 und ϱ das Raumdiagramm entwickelt werden kann. Der Radius des Kreises, welcher alle drei Radien in verschiedenem Maßstab darstellt, werde mit r bezeichnet; dann ist $2r$ die Darstellungsgröße des Hubvolumens sowohl des HDZ druckzylinders wie der NDZ in verschieden großem Maßstabe; sie werde mit s bezeichnet.

Wenn der Aufnehmer zwecks Verzeichnung der Kompressionslinie *3—4* oder der Expansionslinie *8—9* mit dem HDZ bzw. NDZ zusammengetragen wird, muß er in dem Maßstab des zugehörigen Hubvolumens dargestellt werden. Mit den Bezeichnungen des Art. 27 und mit $2r = s$ ist dann qs die Darstellungsgröße des Aufnehmers für die Antragung an das Niederdruckdiagramm und kqs die Darstellungsgröße des Aufnehmers für die Antragung an das Hochdruckdiagramms. Man kann dann aus O_2 die Hyperbel *3—4* und aus O_1 die Hyperbel *8—9* konstuieren.

99. Der Kurbelversatzwinkel ist gleich 90° angenommen. Damit ergibt sich im Kurbellagenschema die resultierende Kurbel ϱ wie angegeben oder auch im Einkurbeldiagramm aus den Halbwegen MT und MD die resultierende Schubrichtung und die Länge $MS = \varrho$.

Die resultierenden Räume werden im Maßstabe des auf r reduzierten resultierenden Kurbelarms ϱ gemessen. Es ist die Distanz

$$MU = \frac{r}{\varrho} r \left(1 + 2m'' + 2q + \frac{1}{k}(1 + 2m')\right), \qquad (3)$$

die 2 in $2m''$, $2q$ und $2m'$ rührt daher, daß die Verhältniszahlen m'', q und m' auf das Hubvolumen $2r = s$ bezogen sind. Die Hochdruckmaße sind ferner durch Division durch k auf die Niederdruckmaße reduziert; damit entspricht die Gleichung (3) der Gleichung (2) auf S. 382.

100. Bezüglich der Druckausgleichrechnungen werde hier schon, um die Maßstabsfrage zu Ende zu bringen, späterem vorgreifend bemerkt, daß der Aufnehmerdruck p_r ganz wie im Art. 118 erläutert, mit den Maßen des Hochdruckdiagramms mit angefügtem Aufnehmer a_2' zu berechnen ist. l_1 in Gleichung (4) und (5), S. 395, ist hier gleich s und l' gleich $m's$. Für den Druckabfall *4—6* dagegen ist zu beachten, daß der hinzutretende schäd-

[1]) Die Art. 98 bis 104 können zunächst überschlagen werden, ohne daß dadurch die Verbindung zwischen dem Voraufgegangenen und später Nachfolgenden verloren geht.

liche Raum des NDZ in der Rechnung auf den Maßstab des Hochdruckdiagramms zu bringen ist. Die Gleichung (7), S. 395, geht damit über, wenn man O_2F mit x_4 bezeichnet, in

$$p_6 = \frac{p_4 x_4 + p_5 k m'' s}{x_4 + k m'' s}.$$

Dabei ist vorausgesetzt, daß die Drucke in Atmosphären nicht in ihren Darstellungsgrößen eingeführt werden, oder letzteres doch nur dann, wenn der Atmosphärenmaßstab wie bisher der gleiche ist.

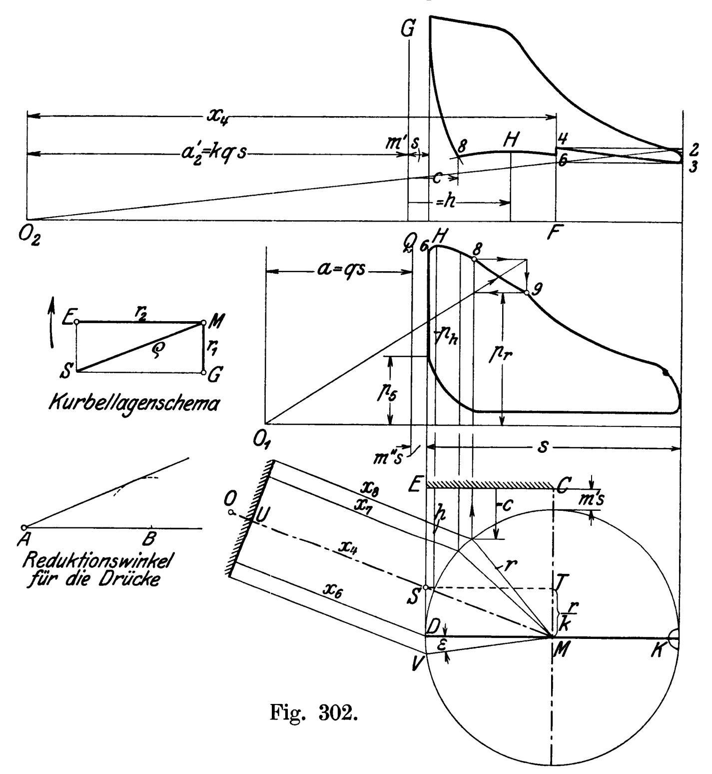


Fig. 302.

Es ist aber zu empfehlen, um die Diagramme in gleichem Arbeitsmaßstab zu erhalten, die Maßstäbe für die Drucke den Hubräumen umgekehrt proportional zu wählen (vgl. Art. 159). Bei gleichem Hub stellen die Druckordinaten dann auch die Kolbenkräfte dar. Damit wird, wenn man p_5 im Niederdruckdiagramm, p_4 im Hochdruckdiagramm mißt und unmittelbar die Darstellungsgrößen einführt

$$p_6 = \frac{k p_4 x_4 + p_5 k m'' s}{x_4 + k m'' s}.$$

p_6 wird dann im Maßstab des Niederdruckdiagramms erhalten und ist für die Eintragung ins Hochdruckdiagramm mit Hilfe des Reduktionswinkels (Art. 101) zu reduzieren.

Die Gleichung (7a), S. 398, für Berücksichtigung der Niederschlagsdifferenz lautet dann entsprechend

$$p_6 = \frac{k p_4 x_4 + p_5 k m'' s - N}{x_4 + k m'' s}.$$

Die Niederschlagsdifferenz N muß, wenn sie dem vorläufigen Diagramm entnommen wird, zuvor auf den Flächenmaßstab des Niederdruckdiagramm Fig. 302 umgerechnet werden.

101. Nachdem p_6 gefunden ist, werden weitere Punkte der Kurven *6—H—8* im Niederdruckdiagramm mittels der Gleichung

$$p = p_6 \frac{x_6}{x}$$

gefunden, wobei die x zwischen Kurbelkreis und der durch U gelegten Distanzlinie gemessen werden.

Die entsprechende Linie im Hochdruckdiagramm muß dann wieder durch Übertragung bestimmt werden. Die Abszissen werden durch Ausmessen der Entfernungen der bezüglichen Punkte des Kurbelkreises von der Distanzlinie EC gefunden und von QG aus im Hochdruckdiagramm horizontal abgetragen.

Die Druckordinaten müssen im Verhältnis der Atmosphärenmaßstäbe reduziert werden. Die Reduktion geschieht am besten mittels eines Reduktionswinkels.

Die geeignetste Art des Reduktionswinkels ist die für tangentiales Einschwenken (Fig. 302 links unten): Man macht bei dem vorgeschlagenen Maßstabsverhältnis $AB = r_2$, schlägt um B einen Kreis mit r_1, und zieht an diesen die Tangente von A aus. Man greift dann die Drucke aus dem Niederdruckdiagramm mit dem Spitzzirkel ab, setzt die eine Spitze in A ein, die andere auf die Richtung AB, schwenkt um diese Spitze den Zirkel und läßt den Kreis mit der anderen Spitze den anderen Schenkel des Winkels berühren. Bei diesem Verfahren brauchen, nachdem der Winkel einmal gezeichnet ist, keine Linien mehr gezogen zu werden.

Ganz entsprechend findet die Diagrammkonstruktion statt, wenn der Kurbelversatzwinkel ein anderer ist als 90°. Die Distanzlinie EC ist dann geneigt.

102. In Fig. 303 sind noch die **Arbeitsdiagramme einer Dreiverbundmaschine** mittels des Verfahrens des Verfassers entwickelt, und zwar im wesentlichen entsprechend dem besonderen Verfahren, welches in Art. 93 und 94 für Zweiverbundmaschinen erläutert ist; es ist jedoch auch bei Dreiverbundmaschinen möglich, in den Art. 98 bis 101 analoges Verfahren mit nur einem Kurbelkreis anzuwenden.

Es ist eine Maschine mit drei um 120 gegeneinander versetzten Kurbeln, vorausgesetzt, bei einem Volumenverhältnis 1 : 2,5 : 5. Die entsprechenden Längen der Diagramme sind mit l_1, l_2, l_3, die zugehörigen schädlichen Räume mit l', l'', l''', die Darstellungslänge des Aufnehmers zwischen dem HDZ und MDZ mit a_1, die des Aufnehmers zwischen MDZ und NDZ mit a_2 bezeichnet.

Die Raumdiagramme für HDZ und MDZ einerseits und MDZ und NDZ andererseits sind getrennt; ersteres ist über die Arbeitsdiagramme, letzteres unter dieselben gezeichnet.

Das links untenstehende Gesamtschema der Kurbelstellungen ist oben für die Hochdruck- und Mitteldruckkurbel noch einmal in der für das obere Raumdiagramm geeigneten Lage gezeichnet. Es ist immer der Kurbelkreis des jeweils größeren Zylinders als der resultierende benutzt, d. h. für die Vorgänge zwischen HDZ und MDZ derjenige des MDZ, für die Vorgänge zwischen MDZ und NDZ derjenige des NDZ.

103. Ferner sind noch die Steuerungsdiagramme angedeutet, die zeigen, daß zweite Einströmung nicht eintritt (vgl. die Lage der Punkte G und Z

im unteren Diagramm). Es ist immer das Eintrittssteuerungsdiagramm der niedrigeren Stufe und das Austrittssteuerungsdiagramm der höheren Stufe eingetragen, also z. B. vom MDZ unten das Austrittsdiagramm, dagegen oben das Eintrittsdiagramm (vgl. Art. 64 und 65). Es ist vorausgesetzt, daß die Steuerung des Einlasses und Auslasses unabhängig von-

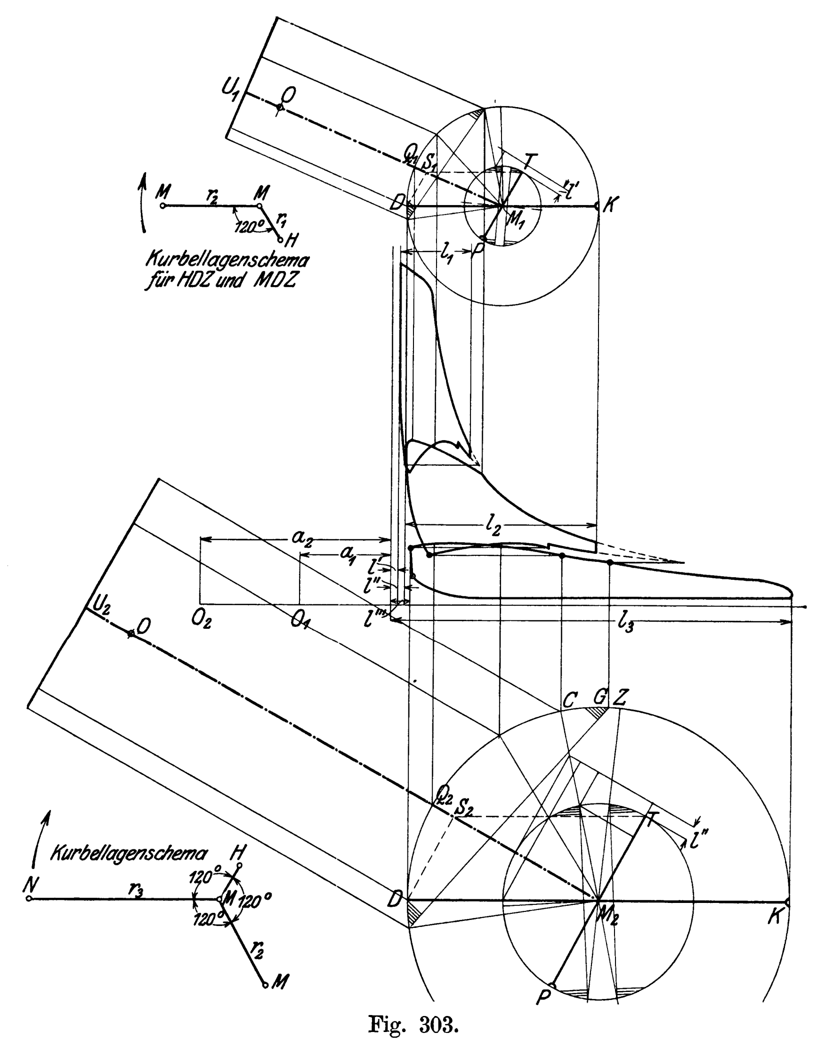


Fig. 303.

einander sind, so daß die Spannungsabfälle und Kompressionsmenge frei so gewählt werden können, wie sie zweckmäßig erscheinen.

104. Die reduzierten Distanzen ergeben sich entsprechend Art. 53 und 93 für das obere Diagramm

$$M_1 U_1 = \frac{M_1 Q_1}{M_1 S_1} (r_1 + r_2 + l' + a_1 + l''),$$

für das untere Diagramm

$$M_2 U_2 = \frac{M_2 Q_2}{M_2 S_2} (r_2 + r_3 + l'' + a_2 + l''').$$

Späterem vorgreifend sei bemerkt, daß die Bestimmung der Aufnehmerruhedrucke durch Fortsetzung der Hochdruck- und der Mitteldruckexpansions- und Austrittslinie unter der Annahme, daß keine Niederschlagsdifferenz besteht, etwas anders gefunden ist als in Art. 118. Doch kann man auch ebensogut das dort entwickelte Verfahren anwenden. Wenn mit Niederschlagsdifferenz zu rechnen ist, kommt allein das Verfahren des Art. 124 in Betracht.

105. Bei gleichzeitigem Hubwechsel benutzt man nach Art. 72 bis 77 zweckmäßig das geradlinige Raumdiagramm. Fig. 304 zeigt ein solches Raumdiagramm in Verbindung mit den zugehörigen Arbeitsdiagrammen; an ihr sollen die Vorgänge in einer Verbundmaschine dieser Art erläutert werden.

Von der Darstellung der Vorgänge während der Eintrittsperiode und der Expansionsperiode im HDZ durch das Raumdiagramm ist hier ab-

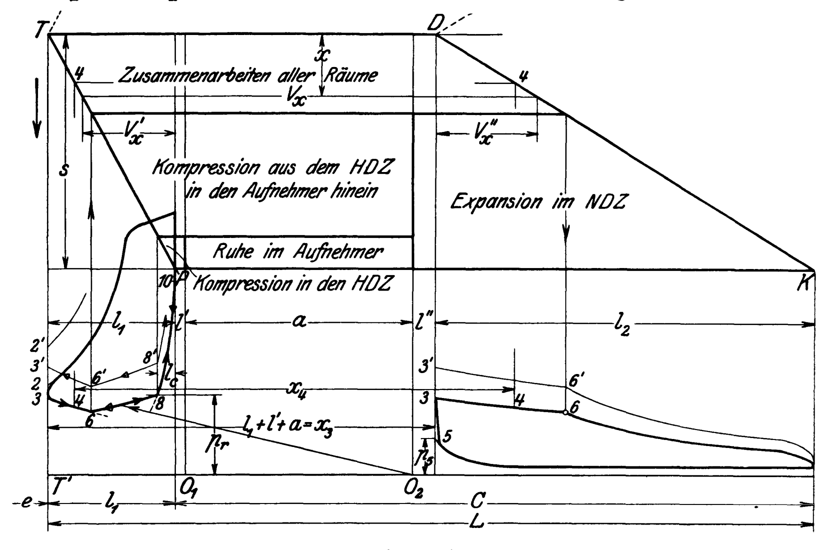


Fig. 304.

gesehen, weil sie mit denen einer Einzylindermaschine übereinstimmen. Wenn man sie zur Darstellung bringen und im Raumdiagramm durch Einschriften nach Art des Sinoidendiagramms Fig. 298 erläutern will, kann man das Raumdiagramm nach oben symmetrisch wiederholen, wie das in den Anfängen in Fig. 304 gestrichelt angedeutet ist.

Bei Maschinen mit gleichzeitigem Hubwechsel treten alle Räume fast gleichzeitig zusammen, der Hochdruckzylinder tritt nur um den Betrag früher zu dem Aufnehmer, um welchen die Vorausströmung bei ihm früher beginnt als die Voreinströmung im NDZ. Nach Art. 116 sollen aber der Zusammentritt der Räume im Totpunkt vereinigt gedacht werden.

In der Regel tritt auch hier durch Auffüllen des schädlichen Raumes des NDZ, durch Eintrittskondensation und den Einfluß des Aufnehmerruhedruckes ein S p a n n u n g s a b f a l l von 2 auf 3 ein (vgl. jedoch Art. 130).

106. Der NDZ nimmt gleich vom Hubwechsel an wegen der größeren Kolbenfläche bei gleicher Kolbengeschwindigkeit ein wesentlich größeres Dampfvolumen auf, als der HDZ abgibt; das entspricht einer Expansion, einem Sinken des Dampfdruckes. Die gemeinsame Expansion kommt im

Hochdruckdiagramm in dem Verlauf der Linie *3—4—6*, im Niederdruckdiagramm in der entsprechend bezeichneten Linie zum Ausdruck.

Der Verlauf der Linie und die Bestimmung der zusammengehörigen Punkte in den beiden Arbeitsdiagrammen erfolgt (ganz wie für die Maschine mit versetztem Hubwechsel) über das Raumdiagramm hinweg und kann nach der Gleichung (1), S. 377, bestimmt werden. p_3 entspricht hierbei dem Druck p', x_3 dem Volumen x'. Für den Zwischenpunkt *4* z. B. wird x_4 dem Raumdiagramm entnommen, und es ist

$$p_4 = p_3 \frac{x_3}{x_4} \,.$$

Der Vorgang erreicht sein Ende, wenn der NDZ von dem Aufnehmer im Punkte *6* durch die Einlaßsteuerung abgeschlossen wird und in ihm die Füllung beendet ist.

Wenn die (ideelle) Füllung des NDZ gegeben ist, findet man den zugehörigen Punkt im Hochdruckdiagramm, indem man von dem Füllungspunkt des NDZ entgegen den eingetragenen Pfeilen nach dem Raumdiagramm aufsteigt und über dasselbe zum Hochdruckdiagramm herabgeht. (Beim Entwurf ist nach Art. 112 der umgekehrte Weg zu verfolgen.)

107. Man kann aber bei proportional gleichläufigen oder gegenläufigen Kolben auch ohne das Raumdiagramm zusammengehörige Stellungen finden, indem man die beiden Wege dem Volumenverhältnis proportional setzt. Von nicht proportional sich bewegenden Kolben (zwei Kurbelgetriebe mit 180° Kurbelversatz) gilt das gleiche, wenn man die Endlichkeit der Pleuelstangenlänge vernachlässigt (vgl. Art. 74).

108[1]**.** Dem Raumdiagramm fällt dann nur noch die Aufgabe zu, für den Druckverlauf von *3* über *4* nach *6* die Raumänderungen zu bestimmen; aber auch diese Aufgabe kann man auf andere Weise lösen, womit dann das Raumdiagramm für Maschinen mit gleichzeitigem Hubwechsel ganz entbehrlich wird:

Denkt man sich die Linien KD und PT bis zum Schnitt verlängert, so wird in diesem Punkte das Volumen gleich Null. Da die Volumina parallel zwischen zwei Geraden gemessen werden, ist das Änderungsgesetz ein lineares. Wenn man also den Schnittpunkt (der außerhalb des Bereichs der Figur liegt) auf die horizontale Nullinie O_1O_2 der Drucke projiziert, so ist der Projektionspunkt, der mit Q bezeichnet gedacht werde, der Nullpunkt einer gleichseitigen Hyperbel, die durch den Punkt *3* des Hochdruckdiagramms geht. Von *3* aus kann man die Hyperbel mit Q als Nullpunkt in gewöhnlicher Weise konstruieren.

109. Für die Aufsuchung des Schnittpunktes und seiner Projektion ist immer noch die Auftragung der Linien DK und TP erforderlich. Man kann die Auftragung unnötig machen, wenn man den Abstand e, welchen der Projektionspunkt vom Punkte T' hat, rechnerisch bestimmt. Eine einfache Entwicklung führt auf die Gleichung

$$e = \frac{k}{k-1} C - L \,, \tag{4}$$

worin k gemäß Art. 27 gleich V_2/V_1 gleich l_2/l_1 ist.

C ist darin gleich $l' + a + l'' + l_2$ und L gleich $l_1 + l' + a + l'' + l_2$. Die Hyperbel der gemeinsamen Druckänderungen im NDZ wird am besten

[1]) Die Art. 108 bis 110 können zunächst überschlagen werden.

durch Übertragung der Drucke aus dem Hochdruckdiagramm und Streckung der Abszissen nach Art. 107 gezeichnet.

Durch das Verfahren mit rechnungsmäßiger Bestimmung des ideellen Nullpunktes Q wird nicht nur das ganze Raumdiagramm entbehrlich, sondern man kann die Arbeitsdiagramme auch in irgendeiner anderen Form, z. B. der beim Rankinisieren üblichen, nach Art des Diagramms Fig. 300, oben, zusammenzeichnen. Man wird dann die Größen C und L aus ihren Teilgrößen errechnen, anstatt sie durch Aneinanderreihung nach Fig. 304 zu bestimmen.

110. Man kann auch ähnlich, wie es in dem Diagramm (Fig. 302) für einen Kurbelversatz von 90° geschehen ist, die Länge der Arbeitsdiagramme gleich groß machen, also den Raummaßstab im Verhältnis $1 : k$ ungleich wählen. Dann muß e in dem Maßstab des Hochdruckdiagramms gerechnet werden, wenn wie vorher die Linie *3—6* der gemeinsamen Druckänderungen im Hochdruckdiagramm konstruiert wird.

Es ist dann mit den Bezeichnungen des Art. 27, wenn man noch die gleichgroße Diagrammlänge von HDZ und NDZ mit s bezeichnet, für die Berechnung von e zu setzen.

$$L = s\,(1 + m') + s\,k\,(q + m'' + 1) \qquad (5)$$

und

$$C = s\,m' + s\,k\,(q + m'' + 1)\,. \qquad (6)$$

Der Aufnehmer muß für die im nächsten Artikel besprochene Verzeichnung der Kurven *6—8* in der Größe $k\,q\,s$ an den schädlichen Raum des HDZ angetragen werden. Einer Antragung des Aufnehmers an das Arbeitsdiagramm des Niederdruckzylinders in der Größe $q\,s$ wie in Fig. 302, bedarf es im vorliegenden Falle nicht.

Wenn man dann noch, wie in Art. 100 und 159 empfohlen ist, die Atmosphärenstäbemaß den Voluminas proportional macht, erhält man die Arbeitsdiagramme wieder in gleichem Arbeitsmaßstab und Diagrammbilder, die ungefähr den Verhältnissen aufgenommener Indikatordiagramme entsprechen.

111. Es mögen jetzt wieder die Vorgänge weiter in der Fig. 304 verfolgt werden, doch gilt das nachstehend Gesagte auch als Fortsetzung zu Art. 110.

Nach Abschluß des NDZ bleibt der HDZ noch eine Zeitlang mit dem Aufnehmer im Zusammenhang, dieser nimmt den aus dem HDZ ausgeschobenen Dampf auf. Es findet Kompression im HDZ und Aufnehmer statt; die Linie *6—8* in Fig. 304 kann ganz wie die Linie *3—4* im Diagramm für versetzten Hubwechsel aus dem Nullpunkt O_2 ohne Benutzung des Raumdiagramms als gleichseitige Hyperbel gerechnet oder konstruiert werden[1]).

Im Punkte *8* findet dann der Abschluß des Auslasses des HDZ statt, und die Kompression in demselben beginnt. Im Aufnehmer tritt jetzt Ruhe ein, d. h. es wird im Punkt *8* der Ruhedruck p_r erreicht.

112. Der **Gang beim Entwurf** ist ein anderer als bei der betriebsmäßigen Durchlaufung des Diagramms. Wie in den Art. 127 bis 134 ausführlich

[1]) Um anzudeuten, daß die Linie *6—8* aus dem Raum- und Drucknullpunkt O_2 zu konstruieren ist, ist von O_2 nach irgendeinem Punkt der Linie *6—8* ein Strahl mit Pfeil gezeichnet. Dieses Kennzeichnungsmittel wirkt auch in anderen Fällen ganz anschaulich und hätte auch u. a. in Fig. 298 für die Linie *3—4* mit Nullpunkt O_2 und für die Linie *8—9* mit Nullpunkt O_1 angewandt werden können.

erläutert ist, geht man zweckmäßig von dem durch die Wahl des Spannungsabfalls *2—3* also durch p_3 bestimmten Aufnehmerruhedruck (Art. 120 und 124) aus. Man schneidet dann mit einer in der Höhe p_r gezogenen Horizontalen in die vom gegebenen Kompressionsenddruck p_{10} aus rückwärts gezeichnete Kompressionslinie *10—8* ein und findet den Punkt *8*.

Von ihm aus zeichnet man die Linie der gemeinsamen Kompression im Aufnehmer und HDZ mit Mittelpunkt in O_2 rückwärts, bis sie die Linie *3—6* in *6* schneidet. Da die Schnittpunkte *8* und *6* im voraus nicht bekannt sind, müssen die Linien *10—8* und *3—6* zunächst über ihre voraussichtliche Gebrauchslänge hinaus gezeichnet werden, wie in der Figur gestrichelt angegeben ist. Die der wahren Durchlaufung entgegengesetzten Richtungen sind in der Figur durch Pfeilspitzen kenntlich gemacht, die hinten zu einem Dreieck geschlossen sind.

Wenn nicht der Kompressionsenddruck p_{10}, sondern der Kompressionsweg l_c gegeben ist, findet man den Punkt *8* als Schnittpunkt der in der Höhe p_r gezeichneten Horizontalen mit der im Abstande l_c von der Totpunktvertikalen gezeichneten Senkrechten. Von dem so gefundenen Punkt *8* zeichnet man *8—10* vorwärts und *8—6* rückwärts.

Das in dünnen Linien gezeichnete Arbeitsdiagramm für höhere Leistung gehört zu einem späteren Artikel.

Druckausgleichrechnungen.

113. Die Räume, welche beim Öffnen der Steuerorgane miteinander in Verbindung treten, haben zu dieser Zeit im allgemeinen ungleichen Druck. Beim Zusammentritt derselben findet ein mehr oder weniger vollständiger Druckausgleich statt. Bei vollständigem Druckausgleich gilt für gesättigten trockenen Dampf und auch für Dampf von mäßigem Wassergehalt die **Mischungsgleichung**

$$\sum p V = p_m \sum V, \tag{1}$$

worin p_m den Druck nach der Mischung bezeichnet, p die Drucke in den zugehörigen Einzelräumen V vor der Mischung sind. Für zwei zusammentretende Räume V_1 und V_2 mit den Drucken p_1 und p_2 lautet also die Gleichung

$$p_1 V_1 + p_2 V_2 = p_m (V_1 + V_2) \,. \tag{2}$$

Für drei zusammentretende Räume lautet sie

$$p_1 V_1 + p_2 V_2 + p_3 V_3 = p_m (V_1 + V_2 + V_3) \,. \tag{3}$$

Wenn die Räume durch Längen im gleichen Maßstab dargestellt werden, kann man für die Räume ihre Darstellungslängen einführen, auch die Klammerwerte der rechten Seiten der Gleichungen (2) und (3) gemeinsam abgreifen, wenn die Räume so aneinandergereiht aufgetragen sind, wie es bei den üblichen Raumdiagrammen der Fall ist (vgl. demgegenüber Art. 100 und 101).

Wenn die spezifischen Drucke ebenfalls in gleichem Maßstab aufgetragen sind, kann man auch für sie ihre Darstellungslängen einführen. Wenn sie dann noch wie üblich senkrecht zu den Raumlängen aufgetragen sind, läßt sich die Gleichung (2) (auch wenn sie nach p_2 aufgelöst ist) geometrisch durch Rechtecksverwandlung lösen. Es soll jedoch von dieser letzteren Möglichkeit hier kein Gebrauch gemacht werden.

114. Es treten bei Verbundmaschinen immer 3 Räume zusammen; und zwar bei Maschinen mit versetztem Hubwechsel nacheinander, bei Maschinen mit gleichzeitigem Hubwechsel gleichzeitig. Deshalb ist bei ersteren die Gleichung (2) zweimal (jedesmal mit anderer Bedeutung der Drucke und Räume) anzuwenden, bei Maschinen mit gleichzeitigem Hubwechsel die Gleichung (3) einmal.

Bei Maschinen mit versetztem Hubwechsel tritt zunächst der Hochdruckzylinder zum Aufnehmer und erheblich später der Niederdruckzylinder[1]); bei Maschinen mit gleichzeitigem Hubwechsel fällt die Vorausströmung im HDZ mit der Voreinströmung im NDZ praktisch zusammen.

115. In den Arbeitsdiagrammen sind die Punktbenennungen und die Indizes der Drucke so gewählt, daß sie der Reihe nach den betriebsmäßigen Vorgängen folgen. Sie stimmen daher mit den in den allgemeinen Gleichungen (2) und (3) nicht überein. Eine Übersicht über die Bezeichnungen der Drucke gibt die nebenstehende Aufstellung, in welcher die Spalte M die Bezeichnungen in der allgemeinen Mischungsgleichung enthält, die Spalte A_1 die entsprechenden Bezeichnungen bei dem ersten Druckausgleich in Maschinen mit versetztem Hubwechsel, die Spalte A_2, die bei dem zweiten Druckausgleich solcher Maschinen, die Spalte $B_{1\,\text{u.}\,2}$ die Bezeichnungen für den Druckausgleich zwischen allen drei Räumen in Maschinen mit gleichzeitigem Hubwechsel.

M	A_1	A_2	$B_{1\,\text{u.}\,2}$
p_1	p_2	p_4	p_2
p_2	p_r	p_5	p_r
p_3	—	—	p_5
p_m	p_3	p_6	p_3

116. In der Literatur wird vielfach die Druckausgleichrechnung für den Beginn des Zusammentritts der Räume, also bei dem Zutritt des HDZ

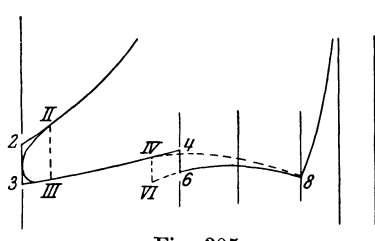


Fig. 305.

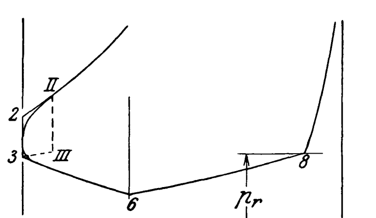


Fig. 306.

zu dem Aufnehmer für den Vorausströmungspunkt *II* (Fig. 305) ausgeführt. Man gelangt dann von *II* nach *III* und von dort aus durch Expansion nach *3*. Dann von *3* aus wieder zurück über *III* nach *IV*.

Es läßt sich aber nachweisen, daß man zu dem gleichen Punkt *3* gelangt, wenn man den Druckausgleich nach dem Hubwechsel verlegt und die Hochdruckexpansionslinie bis *2* verlängert. Dabei ist allerdings vorausgesetzt, daß die Linie auf dem kurzen Stück *II 2* das Gesetz $pv = \text{const.}$ verfolgt, von dem die wahre Expansionslinie (von dem beiden Linien gemeinsamem Punkte *II* aus) nicht viel abweichen kann.

Fig. 306 zeigt den Fall für eine Maschine mit gleichzeitigem Hubwechsel, bei welcher die Drucklinie den Weg *II—III—3—6* nimmt, wenn der Druckausgleich in dem Beginn der Öffnung konzentriert wird und den Weg *II—2—3—6*, wenn er im Totpunkt konzentriert wird.

[1]) Beim Auftreten der sog. zweiten Einströmung ist das umgekehrte der Falle, vgl. die Fußnote zu Art. 118.

In Fig. 305 ist ferner noch gezeigt, wie sich bei Maschinen mit versetztem Hubwechsel der Spannungssprung durch den Zutritt des schädlichen Raumes des NDZ darstellt, einmal bei Konzentrierung in den Beginn der Voreinströmung (*IV—VI*), das anderemal bei Konzentrierung in dem Totpunkt des NDZ (*4—6*).

Bei der (nach Art. 154 und 155) schließlich notwendigen Verwischung der Sprünge kommt man in allen drei Fällen zum gleichen Ergebnis.

Der Umstand, daß die Mischungsgleichungen nur dann gelten, wenn während des Mischungsvorganges keine Wandungswärme zu- und abgeführt wird, und daß gerade bei starken Druckveränderungen, wie sie beim Druckausgleich in den zusammentretenden Räumen auftreten, starke, nicht verfolgbare Wärmebewegungen durch Nachdampfen oder Niederschlag stattfinden, sollte von einer allzu peinlichen Behandlung der Sache abhalten.

Es ist aber auch ungerechtfertigt, den immerhin einige Zeit dauernden Druckausgleich in seinen Beginn zu verlegen. Richtiger würde es sein, wenn man ihn schon sich in einem Punkt konzentriert denkt, den Zeitpunkt in die Mitte des Ausgleichvorganges zu verlegen. Dieser Forderung entspricht zwar die Verlegung in den nächstliegenden Totpunkt auch nicht ganz, aber immer doch besser als die Verlegung in den Anfang des Vorganges, die vielfach (fälschlich) als die theoretisch richtigere angesehen wird.

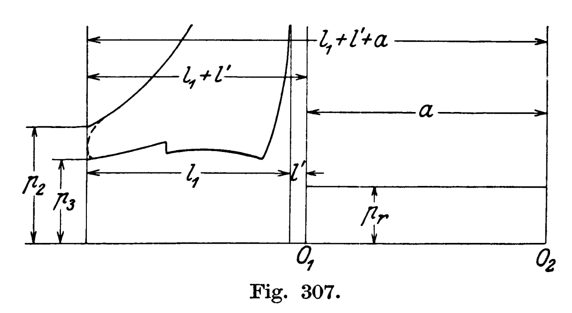


Fig. 307.

Die im nachfolgenden angewandte Konzentrierung des Druckausgleichvorganges in den nächstliegenden Totpunkt hat den Vorzug der größeren Einfachheit und daß man sich bei ihr um die Steuerungsverhältnisse zunächst nicht zu kümmern braucht.

117. Es werde zunächst angenommen, daß der Druckausgleich ein vollständiger ist, wie das auch für die Anwendung der Gleichungen (1) bis (3) erforderlich ist. Tatsächlich bleiben kleine, durch die Beschränktheit der Steuerungsquerschnitte bedingte Ungleichheiten bestehen, die in dem Drosselverlust oder Sperrverlust zum Ausdruck kommen und nachträglich schätzungsweise berücksichtigt werden sollen (Art. 147 bis 153).

118. Bei **Maschinen mit versetztem Hubwechsel** ist beim ersten Druckausgleich der ideelle Endruck der Expansion im HDZ p_2 (Fig. 307) der eine Teildruck, $l_1 + l'$ das zugehörige Volumen. Der andere Teildruck ist der gleichzeitig im Aufnehmer herrschende Druck, dem das Volumen a zugehört.

Dieser Druck tritt im Arbeitsdiagramm zunächst nicht in Erscheinung; er werde mit p_r bezeichnet und Aufnehmerruhedruck genannt, weil vor dem Hinzutritt des HDZ der Aufnehmer beiderseits von den Zylindern abgeschlossen war, also Ruhe und unveränderlicher Druck im Aufnehmer bestand.

Der Mischungsdruck ist der Druck p_3, welcher sich nach dem Zusammentritt von HDZ und Aufnehmer bildet. Aus Gleichung (2), Art. 113, folgt dann unter Beachtung der Aufstellung S. 393

$$p_2 (l_1 + l') + p_r a = p_3 (l_1 + l' + a) . \qquad (4)$$

Aus dem im Art. 127 bis 130 angegebenen Grunde wählt man beim Entwurf nicht p_r, sondern den Mischungsdruck p_3, womit die nach p_r aufgelöste Gleichung lautet

$$p_r = \frac{p_3 (l_1 + l' + a) - p_2 (l_1 + l')}{a}. \tag{5}$$

Die Klammerwerte können, wenn die Diagramme in üblicher Weise mit zusammenhängenden Raumlängen aufgetragen sind, wie schon im Art. 113 bemerkt, als zusammenhängende Längen abgegriffen werden. Die Ausrechnung von p_r wird damit sehr einfach. p_r wird nachher für die Bestimmung der Niederdruckfüllung benutzt werden (vgl. die Fußnote[1]), die von Anfängern überschlagen werden kann).

119. Die Austrittslinie im HDZ bis zum Hinzutritt des NDZ wird nach Art. 86 als Kompressionslinie aus dem Nullpunkt O_2 konstruiert.

Im Punkt *4* (Fig. 298, 300, 301, 302, 309), das ist bei Konzentration des Mischungsvorganges in den nächsten Totpunkt der Punkt, in welchem der Niederdruckkolben seine Totlage erreicht, tritt der Raum x_4 (Fig. 309), in welchem der Druck p_4 herrscht, mit dem Raum l'', in welchem der Druck p_5 herrscht, zusammen. Es entsteht der Mischungsdruck p_6 und der Spannungsabfall $p_4\, p_6$ im Diagramm des HDZ und der Spannungsaufstieg $p_5\, p_6$ im Diagramm des NDZ. Es ist (vgl. auch die Aufstellung S. 393)

$$p_4 x_4 + p_5 l'' = p_6 (x_4 + l''), \tag{6}$$

$$p_6 = \frac{p_4 x_4 + p_5 l''}{x_4 + l''}. \tag{7}$$

Der Punkt im Hochdruckdiagramm, der dem Totpunkt des Niederdruckkolbens entspricht und dem der schädliche Raum l'' des NDZ zugehört, wird bei den Raumdiagrammen, welche nicht auf dem Übertragungsverfahren beruhen, insbesondere beim Sinoidendiagramm über das Raumdiagramm hinweg gefunden; bei den Raumdiagrammen mit Übertragungsverfahren wird dafür zweckmäßig das Einkurbeldiagramm (Art. 38 bis 39) benutzt. Das gleiche gilt für die Aufsuchung des Voreinströmungspunktes *IV*, den man zweckmäßig auch dann ermittelt, wenn man wie in Gleichung *(6)* und (7) angenommen ist, den Mischungsvorgang im Totpunkt des NDZ konzentriert denkt, um von *IV* aus den im Art. 155 erläuterten Ausgleich vorzunehmen.

Es empfiehlt sich auch bei den Diagrammen, welche nicht auf dem Übertragungsverfahren beruhen, insbesondere beim Sinoidendiagramm

---

[1]) Wenn zweite Einströmung oder Nachfüllung stattfindet (Art. 64), tritt der Spannungsabfall des HDZ bei geöffnetem Niederdruckeinlaß statt. Der Raum, welcher zu dem Raum $l_1 + l'$ des HDZ hinzutritt, ist also dann nicht a, sondern $a + l'' + y_3$, worin y_3 derjenige Weg des Niederdruckkolbens ist, den er bei Eintritt der Ausströmung der Hochdruckausströmung zurückgelegt hat, und der mit Hilfe des Einkurbeldiagramms leicht festgestellt werden kann. Bezeichnet man den zu dieser Zeit im NDZ und in dem mit ihm zusammenhängenden Aufnehmer obwaltenden Druck mit p_{n3}, so gilt statt (4) die Gleichung

$$p_2 (l_1 + l') + p_{n3} (a + l'' + y_3) = p_3 (l_1 + l' + a + l'' + y_3)$$

welche, wenn p_3 gewählt wird, nach p_{n3} aufzulösen ist. Es ergibt sich im NDZ während der Füllung ein Spannungssprung nach aufwärts. Es empfiehlt sich in diesem Falle ausnahmsweise den Druckausgleich nicht in den Totpunkt, sondern in den Vorausströmungsbeginn des HDZ zu verlegen (vgl. Art. 116), womit dann auch für l_1 und y_3 sowie für die zugehörigen Drucke etwas andere Werte einzuführen sind.

das Einkurbeldiagramm und die Übertragung zu Hilfe zu nehmen, weil der Weg über das Raumdiagramm die Punkte *4* und *IV* sehr ungenau liefert. In Fig. 308 ist die Feststellung der beiden Punkte noch einmal kurz im Einkurbeldiagramm erläutert. Man fällt von *B* und *B'* aus die

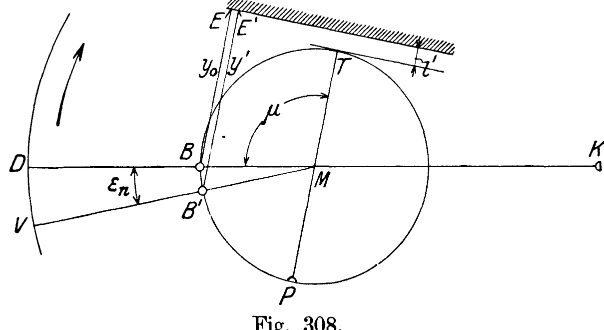


Fig. 308.

Lote auf die Distanzlinie des HDZ oder bestimmt die Lotlängen unmittelbar durch tangentiales Einschwenken und macht in Fig. 309 $y_0 = BE$ und $y' = B'E'$. Der Winkel *DMV* ist der Voreinströmungswinkel des NDZ.

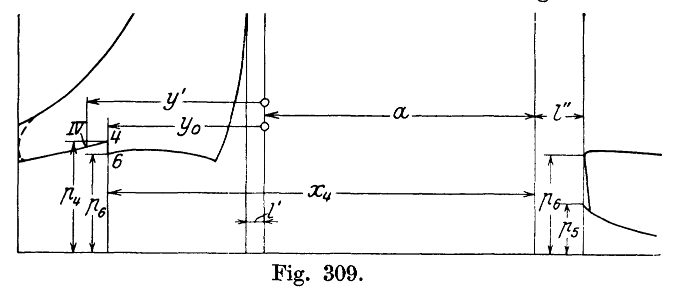


Fig. 309.

Über die weitere Entwicklung der Arbeitsdiagramme der Maschinen mit versetztem Hubwechsel vgl. Art. 87 bis 90.

120. Bei Maschinen mit gleichzeitigem Hubwechsel fallen nach Art. 114 die beiden Mischungsvorgänge zusammen, und es ist die Gleichung (3),

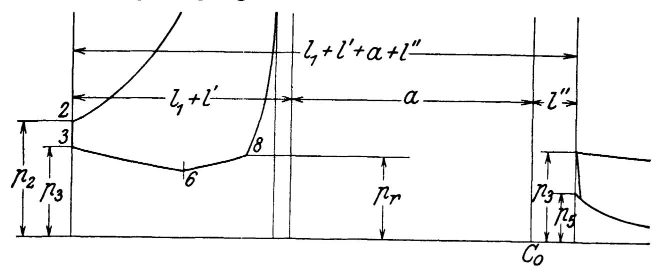


Fig. 310.

(Art. 113) anzuwenden, die mit den Bezeichnungen der Fig. 310 und denen der Spalte 4 der Aufstellung S. 393 lautet:

$$p_2 (l_1 + l') + p_r a + p_5 l'' = p_3 (l_1 + l' + a + l''), \qquad (8)$$

wobei wieder der Ausgleichvorgang in den nächstliegenden Totpunkt (hier sowohl des HDZ wie des NDZ) verlegt gedacht ist. Auch hier empfiehlt

es sich, von dem Spannungsabfall auszugehen, d. h. p_3 zu wählen und den Aufnehmerruhedruck p_r zu berechnen. Damit geht die nach p_r aufgelöste Gleichung (8) über in

$$p_r = \frac{p_3 (l_1 + l' + a + l'') - p_2 (l_1 + l') - p_5 l''}{a}. \tag{9}$$

Berücksichtigung der Niederschlagsdifferenz bei den Druckausgleichrechnungen.

121. Die vorstehenden Gleichungen 1 bis 9 setzen wärmefeste Wandungen voraus. Beim Zusammentritt und während des Zusammenhanges der einzelnen Räume findet in ihnen jedoch der in Art. 8 bis 12 erläuterte Wärmeaustausch statt. Wie sich die Wärmeabgabe von den Wandungen des HDZ und die Wärmeaufnahme durch die Wandungen des NDZ zeitlich verteilen, ist schwer zu sagen. Es möge daher der ganze Vorgang in einen Punkt zusammengezogen werden und vorbehalten bleiben, seine Ausdehnung über eine längere Zeit durch einen gefühlsmäßigen Ausgleich zu berücksichtigen. Als dieser Zeitpunkt werde der des Zutritts des NDZ, (wieder vom Voreintrittspunkt in den Totpunkt verlegt) gewählt, weil in seiner Nähe zweifellos die größten Wärmemengen in den Wandungen verschwinden; denn es treten die großen schädlichen Dauerflächen des NDZ (vgl. Anhang 18, Art. 116) hinzu, und es ist zu beachten, daß auch überhitzt gewesener Dampf, beim Übertritt in den NDZ, kaum noch Überhitzung besitzt und daß daher der Wärmeaustausch ein besonders lebhafter ist.

122. Bei Maschinen mit gleichzeitigem Hubwechsel wird durch die Zusammenfassung des Austauschvorganges in diesem Punkte keine merkliche Abweichung in den Arbeitsdiagrammen gegenüber dem tatsächlichen Vorgang eintreten, weil beide Kolben sich in der Nähe des gewählten Zeitpunktes sehr langsam bewegen.

123. Dagegen fällt bei Maschinen mit versetztem Hubwechsel das Hauptnachdampfen im HDZ und die Eintrittskondensation des NDZ zeitlich nicht zusammen und man wird daher zu erwägen haben, ob man die Vorgänge nicht in zwei verschiedenen Punkten zusammenfassen soll, indem man beim Zusammentritt des HDZ und des Aufnehmers mit gewolltem Spannungsabfall die Wärmeabgabe der Wandungen des HDZ, beim Zutritt des NDZ die Wärmeaufnahme, d. h. die Eintrittskondensation in ihm, berücksichtigen soll. Damit würde der Spannungssprung *4—6* im HDZ noch größer werden als bei Zusammenfassung beider Vorgänge im Totpunkt des NDZ. Es ist auch zu beachten, daß der Aufnehmer ausgleichend wirkt, indem er Wärme aufnehmend und abgebend an dem Austauschvorgang teilnimmt; denn seine Flächen sind wegen der in ihm auftretenden Druckschwankungen, die freilich viel geringer sind als in den Zylindern, zu den schädlichen Flächen zu zählen. Es werden sich also die beiden Vorgänge weniger scharf trennen. Deshalb und im Interesse der Einfachheit möge auch bei Maschinen mit versetztem Hubwechsel der Austausch in den Zeitpunkt verlegt werden, in welchem der NDZ-Kolben seine Totlage erreicht.

124. In den Gleichungen (6) für versetzten Hubwechsel und (8) für gleichzeitigen Hubwechsel tritt dann ein Glied N hinzu, welchem auf der

rechten Seite kein Raum entspricht, da der Dampf nach dem Niederschlag praktisch keinen Raum einnimmt. Die Gleichungen lauten dann:

$$p_4 x_4 + p_5 l'' - N = p_6 (x_4 + l'') \tag{6a}$$

und

$$p_2 (l_1 + l') + p_r a + p_5 l'' - N = p_3 (l_1 + l' + a + l''). \tag{8a}$$

Die Gleichung (6a) lautet nach p_6 aufgelöst

$$p_6 = \frac{p_4 x_4 + p_5 l'' - N}{x_4 + l''}. \tag{7a}$$

Für die Vorgänge, welche durch die Gleichung (8a) ausgedrückt werden, werde wieder (wie in Art. 118) angenommen, daß p_3 durch Annahme des Spannungsabfalls $p_2 - p_3$ gewählt wird. Die Gleichung (8a) ist also nach p_r aufzulösen:

$$p_r = \frac{p_3 (l_1 + l' + a + l'') + N - p_2 (l_1 + l') - p_5 l''}{a}. \tag{9a}$$

Die Gleichung (5) für Maschinen mit versetztem Hubwechsel bleibt bei Berücksichtigung der Niederschlagsdifferenz unverändert, weil die Berücksichtigung beim Hinzutreten des NDZ durch Gleichung (7a) stattfindet.

Es könnte auffallen, daß in Gleichung (9a) die Niederschlagsdifferenz als positive Größe erscheint. Das ist so zu deuten, daß der Dampf im Aufnehmer beim Zusammentreten der Räume den Dampf für den Verlust herzugeben hat und sein Gewicht, oder was dasselbe ist, sein Druck daher größer sein muß, als wenn dieser Verlust (bei gleichem Spannungsabfall $p_2 - p_3$) nicht auftritt.

125. Die Niederschlagsdifferenz kann dem vorläufigen Diagramm, in welchem sie mit Hilfe der im Art. 12 aufgestellten Grundsätze geschätzt ist, in Quadratmillimetern entnommen werden, wenn dieses in gleichem Maßstab wie das endgültige Diagramm gezeichnet ist und die Darstellungsgrößen der Drucke und Räume in den Gleichungen (7a) und (9a) in Millimetern eingeführt werden (vgl. auch Art. 100).

126. Die Einführung der Niederschlagsdifferenz bei dem Entwurf der endgültigen Arbeitsdiagramme ist in der Literatur ganz ungebräuchlich. Wenn aber die Diagramme mehr leisten sollen, als dem Anfänger ein ungefähres Bild von den Vorgängen in einer Verbundmaschine zu geben und der voraussichtliche Verlauf derselben einigermaßen zutreffend bestimmt werden soll, kann ihre Einführung nicht umgangen werden.

Die Betrachtungen über den Einfluß der verschiedenen Anfangszustände des Dampfes und Heizungsverhältnisse in Art. 9 bis 12 zeigen die Notwendigkeit, diesen Einfluß auch im endgültigen Diagramm durch Einführung einer richtig geschätzten Niederschlagsdifferenz zu berücksichtigen (vgl. auch Art. 130 und 131). In den nachfolgenden Artikeln wird sich zeigen, daß ihr Einfluß auf die Füllung des NDZ und den mittleren reduzierten Druck sehr erheblich ist.

Bestimmung der Niederdruckfüllung.

Feststellung der Arbeitsdiagramme beim Entwurf.

127. Der Druck p_3, der Aufnehmerruhedruck p_r und die Füllung des NDZ stehen, wenn die Kompressionsreste und die Niederschlagsdifferenz festliegen, in einer festen Beziehung zueinander, derart, daß, wenn eine

dieser drei Größen gewählt ist, die beiden anderen bestimmt sind. Die Beziehung zwischen p_3 und p_r ist in den Gleichungen (4), (5), (8), (8a), (9), (9a) des vorigen Abschnittes enthalten.

Man hat aber durch die Wahl einer dieser beiden Größen auch schon über die Füllung des NDZ verfügt; denn im Beharrungszustand der Maschine muß bei der nächsten Umdrehung dasselbe Diagramm beschrieben werden, welches sich durch die Festsetzung von p_3 oder p_r ergeben hat, d. h. die Niederdruckfüllung muß so bemessen werden, daß der angenommene Aufnehmerruhedruck für die nächste Umdrehung wieder erreicht wird. Durch die Wahl des Spannungsabfalls, d. h. durch die Wahl von p_3, hat man aber über den Aufnehmerruhedruck indirekt verfügt.

128. Es könnte freilich auch die Niederdruckfüllung willkürlich gewählt werden und aus ihr der Aufnehmerruhedruck und der Spannungsabfall am Ende der HDZ-Expansion bestimmt werden.

Die Aufgabe, zu einer gegebenen Niederdruckfüllung die beiden anderen Größen zu bestimmen, kann vorkommen bei Verbundmaschinen mit unveränderlicher NDZ-Füllung, wenn die Maschinenbelastung sich ändert (vgl. Art. 136 bis 146 und Haupttext Art. 321 bis 326).

Für den Entwurf, welchem die Normalfüllung des HDZ oder eine von ihr etwas abweichende Entwurfsfüllung zugrunde zu legen ist, ist jedoch die Wahl einer bestimmten NDZ-Füllung unzweckmäßig, einmal, weil sich nicht leicht übersehen läßt, welche Folgen die Wahl für die Kräfteverteilung hat und dann, weil die Entwicklung des Diagramms umständlicher ist.

129. Am geeignetsten für den Entwurf ist die Wahl des Spannungsabfalls am Ende der HDZ-Expansion, weil man durch sie einigermaßen über die Kräfteverteilung in der Maschine verfügt bzw. schon bei der Wahl des Volumenverhältnisses verfügt hat. Statt dessen etwa den Aufnehmerruhedruck zu wählen, ist besonders wegen des starken Einflusses, den die bei verschiedenen Maschinen ungleiche Niederschlagsdifferenz auf den Spannungsabfall und damit auf die Kräfteverteilung haben würde, ebenfalls unzweckmäßig.

130. Aus diesem Grunde ist für die Entwicklung der Arbeitsdiagramme für die Normalleistung im vorliegenden Werk stets der Spannungsabfall am Ende der Hochdruckexpansion als Ausgangspunkt gewählt; dementsprechend mußten die Mischungsgleichungen (4), (8), (8a) nach dem Aufnehmerruhedruck aufgelöst werden.

Durch die Wahl von p_3 (d. h. des Spannungsabfalls) ist gewissermaßen das Ergebnis des Mischungsvorganges vorausgenommen, da p_3 der Mischungsdruck ist; aus ihm wird dann die Ursache seiner Entstehung, der eine Teildruck, berechnet.

Man kann damit dem Spannungsabfalle jede gewünschte Größe geben, die man für zweckmäßig hält, mag die Niederschlagsdifferenz so groß oder so klein sein, wie sie will, nur muß man sie richtig einschätzen. Man kann also, wenn man will, auch bei sehr großer Niederschlagsdifferenz den Spannungsabfall Null ($p_3 = p_2$) erreichen.

131. In der Literatur wird häufig, zwar nicht ausgesprochenermaßen, aber durch die Diagrammfiguren, gesetzt $p_3 = p_r$, indem p_3 bei Maschinen mit versetztem Hubwechsel nach dem Füllungspunkt des Niederdruckdiagramms und bei Maschinen mit gleichzeitigem Hubwechsel nach dem Kompressionsbeginn im Hochdruckdiagramm hinübergenommen wird; das

ist ganz fehlerhaft. Für den Fall, daß keine Niederschlagsdifferenz vorausgesetzt ist, geht die Fehlerhaftigkeit des Verfahrens ohne weiteres aus den Gleichungen (5) und (9) hervor.

Wenn eine Niederschlagsdifferenz eintritt, ist das Verfahren ebenfalls fehlerhaft. Der Umstand, daß bei einer ganz bestimmten Niederschlagsdifferenz p_r gleich p_3 werden kann[1]), ändert an dieser Feststellung nichts, ja das Verfahren der Gleichsetzung von p_r und p_3 wird für die Erkenntnis der Zusammenhänge hier noch verhängnisvoller, weil die Gleichsetzung, die durchaus eine willkürliche Maßnahme ist, eine bestimmte und alleinige Abhängigkeit der Niederschlagsdifferenz vom Spannungsabfall vor Festlegung der Niederdruckfüllung einführt, die nicht besteht. Das zeigt der Schlußsatz von Art. 130, der durch die nachfolgenden Artikel noch weiter erläutert werden wird. Die Niederschlagsdifferenz hängt in erster Linie von ganz anderen Umständen ab, die in Art. 8 bis 12 ausführlich behandelt sind. Auch in sämtlichen Auflagen der „Hütte" ist (mit anderen Bezeichnungen) in den Figuren p_3 gleich p_9 oder bei Maschinen mit gleichzeitigem Hubwechsel p_3 gleich p_8 gemacht und damit indirekt p_3 gleich p_r gesetzt.

Die Gleichsetzung von p_3 und p_r ist offenbar dem bekannten Schröterschen Aufsatz aus dem Jahre 1884 (Ztschr. d. V. d. Ing. 1884, S. 191) entnommen, in welchem kein Spannungsabfall und keine Niederschlagsdifferenz angenommen ist und wo sie daher korrekt ist.

Wenn die Niederdruckfüllung festliegt und die Niederschlagsdifferenz sich ändert oder an der fertigen Maschine und bei der Untersuchung derselben von den Entwurfsannahmen abweicht, wird dadurch selbstverständlich der Spannungsabfall unter Umständen in sehr beträchtlichem Maße beeinflußt. Es ist aber nicht möglich, durch Änderung des Spannungsabfalls (etwa durch Änderung der Niederdruckfüllung) die Niederschlagsdifferenz in irgendwie beträchtlichem Maße zu beeinflussen.

132. Der Aufnehmerruhedruck p_r wird erreicht, nachdem beide Zylinder von dem Aufnehmer abgeschlossen sind. Es fällt also demjenigen Zylinder die Aufgabe zu, den gewollten oder aus p_3 errechneten Aufnehmerruhedruck herzustellen, welcher zuletzt vom Aufnehmer abgeschlossen wird. Der hiernach selbstverständliche Satz:

> **Der Aufnehmerruhedruck wird von dem Zylinder hergestellt, welcher zuletzt vom Aufnehmer abgeschlossen wird,**

muß die Grundlage aller Entwicklungen der Arbeitsdiagramme und der Bestimmung der Füllung des NDZ sein.

133. Der Aufnehmerruhedruck p_r kann entweder durch gemeinsame Expansion von Aufnehmer und NDZ hergestellt werden oder durch gemeinsame Kompression von Aufnehmer und HDZ. Das erste wird notwendig, wenn der NDZ zuerst abgeschlossen wird, was in der Regel bei Maschinen mit versetztem Hubwechsel eintritt, das zweite wird notwendig, wenn der HDZ zuerst abgeschlossen wird, was stets bei Maschinen mit gleichzeitigem Hubwechsel stattfindet (Gang beim Entwurf Art. 112).

In allen Fällen, d. h. auch dann, wenn der HDZ die Herstellung des Aufnehmerruhedruckes besorgt, **ist die Füllung des NDZ das Mittel, den durch Annahme von p_3 mittelbar gewollten Aufnehmerruhedruck p_r zu**

---

[1]) Setzt man z. B. in Gleichung (9a) willkürlich $p_r = p_3$, so kann man, indem man die Gleichung nach N auflöst, diejenige Niederschlagsdifferenz bestimmen, welche dieser Bedingung genügt.

erreichen; denn der Abschluß des HDZ (der Beginn der Kompression im Zylinder) liegt mehr oder weniger fest, während die Niederdruckfüllung beim Entwurf frei wählbar ist.

Sie muß, im Falle der HDZ die Herstellung der Aufnehmerruhedruckes besorgt, so bemessen sein, daß dem HDZ bis zum festliegenden Abschluß noch genügend Zeit und Weg verbleibt, um durch Kompression den gewollten Aufnehmerruhedruck zu erreichen[1]). Wie die Bestimmung der Niederdruckfüllung, welche dieser Bedingung genügt, erfolgt, ist im Art. 111 und 112 gezeigt.

134. Bei Maschinen mit versetztem Hubwechsel wird der Aufnehmerruhedruck nach den bisherigen Entwicklungen im allgemeinen durch Expansion aus dem Aufnehmer in den NDZ hinein erreicht (Art. 90).

Es kann aber unter besonderen, nicht gerade seltenen Umständen auch notwendig werden, ihn durch Kompression aus dem HDZ in den Aufnehmer hinein herzustellen.

Es kann nämlich vorkommen, daß bis zum Abschluß des HDZ-Auslasses in *8* der Druck in den bis dahin zusammenarbeitenden Räumen unter den berechneten oder gewollten Aufnehmerruhedruck gesunken ist. Dann kann dieser natürlich nicht mehr durch Expansion im NDZ erreicht werden, wie das im Art. 89 und 90 erläutert wurde, da ja der Druck bis zum Abschluß noch weiter sinken würde.

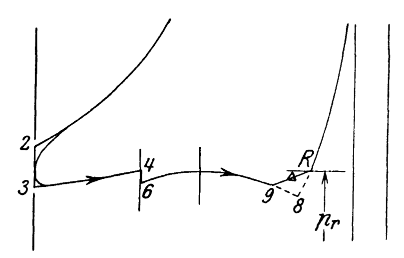


Fig. 311.

Wenn dieser Fall sich bei dem normalen Verfahren des Diagrammentwurfs nach Art. 90, wie in Fig. 311 gestrichelt angegeben ist, zunächst ergibt, zeichne man von *R* aus eine gemeinsame Kompressionslinie des HDZ und Aufnehmers rückwärts, bis sie die Linie *6—8* in *9* schneidet. *9* ist dann diejenige Kolbenstellung im HDZ, bei welcher im NDZ der Abschluß des Einlasses stattfinden, die Füllung beendet sein muß. Man findet die zugehörige Stellung im Niederdruckdiagramm über das Raumdiagramm hinweg oder durch Übertragung mittels des Einkurbeldiagramms.

Betriebsmäßig wird die Linie *R 9* in der Richtung *9 R* durchlaufen als Kompressionslinie des HDZ in den Aufnehmer hinein. Es wird hier also der HDZ zuletzt abgeschlossen, er stellt den Ruhedruck im Aufnehmer her ganz entsprechend dem allgemeinen Satz Art. 132. Die Ausschublinie des HDZ erhält damit die eigenartige Form *3—4—6—9—R*.

Der Fall kann eintreten, wenn die Niederschlagsdifferenz groß ist, also nach Art. 9 bis 12 bei überhitztem Dampf eher als bei gesättigtem,

---

[1]) Wenn nach Art der alten Wolfschen Maschinen die Hochdruckauslaßsteuerung gleichzeitig Einlaßsteuerung für den NDZ ist, kann man über die Niederdruckfüllung nicht mehr frei verfügen; damit fällt auch die Möglichkeit fort, einen gewollten Spannungsabfall oder Aufnehmerruhedruck zu erreichen. Man muß den Spannungsabfall so hinnehmen, wie er sich mit dem räumlich möglichst klein zu haltenden Verbindungskanal zwischen HDZ und NDZ ergibt.

Da vor kurzem von der Firma Lanz, wenn auch nur vorübergehend, Lokomobilen mit Ventilsteuerungen, deren Hochdruckauslaßventile gleichzeitig Niederdruckeinlaßventile waren, gebaut wurden (die große 1000pferdige Verbundlokomobile auf der Weltausstellung in Brüssel 1910 hatte nur 6 Ventile), ist diese Bemerkung auch heute noch zeitgemäß.

ferner auch dann, wenn der Kurbelwinkel bei vorangehender Niederdruckkurbel größer als 90°, bei vorangehender Hochdruckkurbel kleiner als 90° ist.

Nachprüfung mit Hilfe des vorläufigen Diagramms.

135. Nachdem die Arbeitsdiagramme einer Maschine durchkonstruiert sind, findet zweckmäßig noch vor der weiter hinten besprochenen Untersuchung für andere Belastungen und vor der Berücksichtigung und Sperrverlustes eine Nachprüfung auf Übereinstimmung der Expansionslinie mit derjenigen des vorläufigen Diagramms statt. Man prüft dabei die Höhe irgendeines Punktes der Expansionslinie, der in beiden Diagrammen die gleiche Abszisse hat, und nicht allzu weit vom Expansionsbeginn entfernt liegt.

Wenn genau gezeichnet ist und die Druckausgleichrechnungen richtig durchgeführt sind, müssen die Punkte übereinstimmende Höhe haben, und zwar muß, wenn die Niederschlagsdifferenz nicht berücksichtigt ist, die Expansionslinie (abgesehen von ihrer Länge) mit der E_2-Linie des vorläufigen Diagramms (vgl. Fig. 269, S. 345) übereinstimmen, indem das Verfahren der Konstruktion des endgültigen Diagramms die Differenz der Kompressionsreste gewissermaßen automatisch berücksichtigt. Bei Berücksichtigung der Niederschlagsdifferenz und Übernahme derselben aus dem vorläufigen Diagramm für die Druckausgleichrechnungen muß die Expansionslinie mit der E_3-Linie des vorläufigen Diagramms übereinstimmen.

Voraussetzung ist dabei natürlich, daß alle Annahmen mit Ausnahme der des unendlich großen Aufnehmers in beiden Fällen genau übereinstimmen, also auch die Exponenten der Expansions- und Kompressionslinien (vgl. auch Art. 298 bis 300 des Haupttextes).

Ganz kleine Abweichungen von kleinen Bruchteilen eines Millimeters (bei einem Maßstab von 10 bis 15 mm Atmosphäre) sind möglich, wenn im Hochdruckdiagramm nicht am Kompressionsenddruck, sondern am Kompressionsweg in beiden Fällen festgehalten wurde, weil sich damit der Kompressionsrest infolge des abweichenden Kompressionsanfangsdruckes etwas verändert.

Diagrammkonstruktion bei gegebener Füllung des Niederdruckzylinders.

136. Es wurde bisher beim Entwurf von einer bestimmten reduzierten Füllung oder einer bestimmten Füllung des HDZ ausgegangen, nämlich von der Füllung der Normalleistung oder auch von einer für den Hauptentwurf besonders geeigneten, unter Umständen von der Normalfüllung etwas abweichenden Entwurfsfüllung (vgl. Haupttext 296 und 333). Es wurde dann unter den weiteren möglichen Wahlgrößen der Spannungsabfall am Ende der Hochdruckexpansion in Art. 127 bis 129 dieses Anhanges als die geeignetste für Entwicklung des Diagramms gefunden.

Wenn die **Diagramme für andere Belastungen** — andere Füllungen des HDZ — bestimmt werden sollen, kann man den gleichen Weg gehen, sofern die Füllung des NDZ keinen Beschränkungen unterworfen ist. Man würde damit für jede Füllung des HDZ zusammen mit dem für sie als passend erachteten Spannungsabfall $p_2 - p_3$ eine andere Niederdruck-

füllung finden, woraus sich dann eine Reihė den Hochdruckfüllungen zugeordneter Niederdruckfüllungen ergeben würde.

137. Die Festsetzung über den Spannungsabfall könnte z. B. die sein, daß p_3 bei allen Belastungen konstant bleiben soll, weil damit einigermaßen der Forderung unveränderter Verteilung der Kräfte auf HDZ und NDZ entsprochen würde. Da der Druck p_2 sich mit der Füllung des HDZ in leicht feststellbarer Weise ändert, wird sich auch der aus dem Spannungsabfall $p_2 - p_3$ errechenbare Aufnehmerruhedruck ändern (Gleichung (5), (9), (9a), Art. 118 bis 124).

Die sich damit ergebende Veränderlichkeit der Niederdruckfüllung würde, wie im Haupttext Art. 320 bis 326 ausführlich erläutert ist, trotz der sich damit ergebenden Vorteile bei selbsttätigen Reguliersteuerungen unverhältnismäßige Kosten verursachen, weshalb man die Niederdruckfüllung im allgemeinen bei Belastungsänderungen unverändert läßt.

138. An der beim Hauptentwurf gefundenen Füllung des NDZ wird man für die gewöhnlichen Fälle bei Untersuchung der Verhältnisse unter anderen Belastungen festhalten müssen. Es tritt also hier die Aufgabe auf, für verschiedene Füllungen des HDZ bei unveränderter Füllung des NDZ den Spannungsabfall $p_2 - p_3$ und den Aufnehmerruhedruck p_r zu bestimmen.

Das ist mit den bisher gebrachten Gleichungen möglich: Die Räume an den Übergangsstellen, d. h. bei der Zuschaltung und Abschaltung von Räumen durch die Steuerung, sind sämtlich bekannt und unveränderlich. Die Gleichungen sind in bezug auf die gesuchten Größen sämtlich linear, und es kann daher durch Auflösung einer Anzahl linearer Gleichungen eine Gleichung gefunden werden, welche p_6 und damit die weiteren gesuchten Größen liefert.

139. Dieses Verfahren ist aber wenig übersichtlich; daher möge ein anderer Weg eingeschlagen werden und nicht von verschiedenen Füllungen des HDZ (was gleichbedeutend mit verschiedenen Expansionsenddrücken p_2 ist) ausgegangen werden, sondern von verschiedenen Dampfgewichten im NDZ.

Mit zunehmender Belastung nimmt auch das durch die Maschine hindurchgehende Dampfgewicht zu. Es wird also auch in dem Abschlußpunkt des NDZ ein größeres Dampfgewicht in Erscheinung treten. Infolge der Unveränderlichkeit der Niederdruckfüllung ist das Volumen des Dampfes konstant, die Veränderungen des Gewichtes können also nur in Veränderungen des spezifischen Gewichtes bestehen und zum Ausdruck kommen. Die Veränderungen des spezifischen Gewichtes werden in der Hauptsache in Veränderungen des Druckes an der fraglichen Stelle bestehen. Bei Veränderung der Belastung wird sich also der Druck auf der durch den Abschlußpunkt gehenden Senkrechten bewegen. In die Fig. 298 S. 379 und Fig. 304 S. 389 ist in dünnen Linien zunächst das Niederdruckdiagramm für eine größere Belastung eingetragen. Der Druck ist dabei in Fig. 298 von dem Punkte *9* zum Punkte *9'*, in Fig. 304 von *6* nach *6'* aufgestiegen.

Wenn man wieder die Flächen der Rechtecke zwischen den Punkten der Diagrammlinie und dem Diagrammnullpunkt als Maß für das sichtbare Dampfgewicht ansieht, so folgt, da die eine Seite des Rechteckes infolge der unveränderten Niederdruckfüllung konstant ist, daß die Drucke dem sichtbaren Dampfgewicht proportional sind.

140. Von dem Punkt *9'*, Fig. 298, der zunächst, um irgendwelche neuen Belastungsverhältnisse von noch unbekannter Größe zu untersuchen, beliebig angenommen werde, gehe man rückwärts[1]) bis zur Senkrechten durch den Punkt *8*, die durch den Kompressionsweg des HDZ bestimmt ist. (Es werde der fast stets vorliegende Fall unveränderlicher Hochdruckauslaßsteuerung angenommen.) Von dem Punkt *8'* gelangt man mit Hilfe des Raumdiagramms über *7' H'* nach *6'*. Diese Linie wird unter Feststellung zusammengehöriger Punkte im Hoch- und Niederdruckdiagramm mittels des Raumdiagramms in das Hochdruckdiagramm übertragen.

141. Der Punkt *4'* wird mit Gleichung (6) oder, wenn die Niederschlagsdifferenz gerechnet wird, mit Gleichung (6a), welche jetzt nach p_4 anstatt nach p_6 aufzulösen sind, gefunden. Von *4'* ab wird die Hyperbel aus O_2 gezeichnet und p_3' gefunden.

Jetzt kann man p_2' mit Gleichung (4), die nach p_2 anstatt nach p_r aufzulösen ist, berechnen; für p_r ist der angenommene Druck p_9 einzusetzen. Von p_2' gelangt man durch Rückwärtsverzeichnung der Expansionslinie des HDZ zur Füllung.

Wenn man dann das neue Diagramm planimetriert (vgl. auch Art. 157), findet man die Beziehung zwischen Leistung und Füllung für die neue Belastung.

142. Die Hauptschwierigkeit besteht in der Schätzung der Niederschlagsdifferenz N für die neue Belastung. In der „Hütte", 22. und 23. Aufl., Teil II, S. 131 sind Erfahrungen mitgeteilt, nach welchen der Abkühlungsverlust absolut ziemlich konstant bleibt. Damit ist freilich noch nicht gesagt, daß die hier als Niederschlagsdifferenz bezeichnete Größe konstant bleibt. Nach weiteren Bemerkungen an der angezogenen Stelle nehmen die Verluste im NDZ absolut zu mit zunehmendem Aufnehmerdruck.

Der Einfluß des Druckes auf die Eintrittskondensation wird aber innerhalb der in Frage kommenden Grenzen nicht sehr groß sein und das mag für die Veränderungen in ein und derselben Maschine durch die einfache Gleichung $N' = (\alpha + \beta\, p_r')\, N$ zum Ausdruck gebracht werden. Darin sind α und β positive Konstanten, N die auf Grund der Erläuterungen Art. 9 bis 12 für die Entwurfsfüllung geschätzte Niederschlagsdifferenz, p_r' der Aufnehmerruhedruck, der im vorliegenden Falle mit p_9' übereinstimmt. Wenn man die Gleichung in der Form schreibt

$$N' = \alpha\left(1 + \frac{\beta}{\alpha}\, p_r'\right) N$$

und β/α in Ermangelung genauerer Unterlagen gleich 0,5 schätzt, kann man α aus den Verhältnissen bei der Entwurfsfüllung bestimmen, indem man $N' = N$ und $p_r' = p_r$ setzt. Mit $p_r = 1{,}8$ wird z. B. $\alpha = 0{,}526$. Für $p_r' = 1{,}4\, p_r$ wird dann die Niederschlagsdifferenz $N' = 0{,}526\,(1 + 0{,}5 \cdot 1{,}4 \cdot 1{,}8)\, N$ oder $N' = 1{,}19\, N$.

Die Schwierigkeit in der Schätzung der Veränderung der Niederschlagsdifferenz liegt in der Sache, nicht in dem hier für die Diagrammkonstruktion bei veränderlicher Belastung vorgeschlagenen Verfahren. Sie tritt in gleichem Maße oder erhöhtem Maße auf, wenn man den umständlicheren Weg, welcher von einer veränderten Hochdruckfüllung ausgeht, verfolgt.

---

[1]) Der Rückwärtsgang ist durch rückwärts abgeschlossene Pfeilspitzen von Dreiecksform angedeutet.

143. Für Maschinen mit gleichzeitigem Hubwechsel möge der Punkt *8* im Hochdruckdiagramm als Ausgangspunkt der Diagrammkonstruktion bei der nicht normalen Belastung gewählt werden (Fig. 304, S. 389). Verglichen mit dem Ausgangspunkt bei Maschinen mit versetztem Hubwechsel nach Art. 139 bis 140 bedeutet das, es werde in beiden Fällen derjenige Punkt als Ausgangspunkt benutzt, in welchem der Aufnehmerruhedruck erreicht wird.

Von dem Punkt *8'* konstruiert man die Kompressionslinie aus dem Nullpunkt O_2 rückwärts, bis sie in die durch den Punkt *6* gelegte Senkrechte einschneidet. Durch diese Senkrechte kennzeichnet sich im Hochdruckdiagramm die Unveränderlichkeit der Niederdruckfüllung. Vom Punkte *6'* aus zeichnet man dann mit Hilfe des Raumdiagramms oder des in Art. 108 und 109 angegebenen Verfahrens die Linie *6' — 3'* und findet den Punkt *3'*.

Der Punkt *2* wird dann mittels der Gleichung (8) oder bei Berücksichtigung der Niederschlagsdifferenz (8a), die nach p_2 aufzulösen ist, gefunden.

Von p_2 aus wird dann wieder die Füllung des HDZ durch Rückwärtsverzeichnung der Expansionslinie gefunden. Das Niederdruckdiagramm wird nach Bestimmung der Punkte *3'* und *6'* des Hochdruckdiagramms in gewöhnlicher Weise (nach Art. 107) verzeichnet.

144. Es wird, um einen Einblick in die Verhältnisse bei Leistungen, welche von der normalen abweichen, zu gewinnen, im allgemeinen genügen, die Untersuchung nur für eine größere Leistung durchzuführen. Wenn man die Verhältnisse nicht so weit übersieht, um selbst ein geeignetes p_r' wählen zu können, sei empfohlen, mit $p_r' = 1{,}4\, p_r$ zu beginnen. Man wird dann bei der Durcharbeitung des Diagramms für die größere Leistung die Zusammenhänge schon so weit übersehen, daß man danach weiter disponieren kann.

Wenn man p_r' gleich dem 1,4fachen des bei der Normalleistung gefundenen p_r wählt, wird man in die Nähe der möglichen Maximalleistung kommen, bei welcher schon die Kräfteverteilung recht ungünstig wird (vgl. auch Haupttext Art. 327 bis 335). Bei verhältnismäßig kleinem HDZ (großem k) wird die Grenze niedriger liegen als bei großem HDZ. Ebenso ist die Steigerungsfähigkeit bei hoher Überhitzung eine geringere.

Das Verfahren Art. 139 bis 144 ist natürlich auch anwendbar für Leistungen, die unter der normalen liegen, wobei p_r' kleiner als p_r anzunehmen ist.

145. Wenn man die Verhältnisse für eine ganz bestimmte Maximalleistung untersuchen will, kann man folgendes Näherungsverfahren zur Bestimmung des zugehörigen p_r' anwenden: Man verzeichnet nach Anhang 18, Art. 159 über OA als Nullinie die Dampfverbrauchskurve $C_a\, p_i = f\,(p_i)$ (Fig. 298, S. 379, in der Mitte), trägt das beim Hauptentwurf gefundene p_{i_e} vom Nullpunkt horizontal ab bis N, ebenso das für die Maximalleistung geforderte p_i' bis E; dann geben die Ordinaten in den Punkten N und E, die mit h und h' bezeichnet werden mögen, die Dampfgewichte an, welche bei den beiden betrachteten Belastungen verbraucht werden. Bei dem gleichgroßen, durch die unveränderliche Niederdruckfüllung bestimmter Volumen geben sie also auch die spezifischen Gewichte des Dampfes an. Setzt man diese bei gesättigtem oder nassem Dampf auf *das Reindampfgewicht* bezogen, dem Drucke proportional, so gilt die Proportion

$$p_r' : p_r = h' : h \qquad \text{oder} \qquad p_r' = p_r \frac{h'}{h}\,.$$

146. Diese Rechnungsweise würde bedeuten, daß die Dampfgewichte, welche beim Eintritt des Aufnehmerruhedruckes für die beiden Belastungen in Erscheinung treten, dem theoretischen Dampfverbrauch bei abgebrochener Expansion proportional sind.

Etwas wahrscheinlicher ist es, daß sie dem tatsächlichen Dampfverbrauch proportional sind, obwohl auch das nicht ohne weiteres anzunehmen ist, da nicht feststeht, daß das nachher noch eintretende Nachdampfen im NDZ dem tatsächlichen Gesamtdampfverbrauch proportional ist. Wenn man nach Anhang 18, Art. 162 annimmt, daß die Gesamtverluste durch eine horizontale Gerade dargestellt werden, hatte man in Fig. 298 die Höhen h' und h von dieser Geraden ($O'E_1$) aus zu messen. Der Unterschied des Verhältnisses $h' : h$ für beide Annahmen ist nicht allzu groß, vielleicht liegt das Richtige in der Mitte.

Sperrverlust, wahre Niederdruckfüllung, Verwischung der Spannungssprünge.

147. Es wurde bisher gemäß Art. 87 und 117 angenommen, daß der Übertritt des Dampfes aus dem HDZ nach dem Aufnehmer und von diesem nach dem NDZ widerstandslos erfolgt, und daß demgemäß der Druck in allen miteinander in Verbindung stehenden Räumen der gleiche ist. Das ist aber nicht der Fall, da es nicht möglich ist, den Steuerungsöffnungen und Verbindungskanälen die hierfür erforderlichen, sehr großen Querschnitte zu geben. Es wird zwischen HDZ und Aufnehmer ein kleiner Spannungsunterschied bestehen, ebenso zwischen Aufnehmer und NDZ.

148. Dieser Einfluß möge dadurch berücksichtigt werden, daß die Hochdruckaustrittslinie schätzungsweise etwas über, die Niederdruckeintrittslinie etwas unter die ursprüngliche gemeinsame Drucklinie gelegt wird[1]). Der Arbeitsverlust durch die Übertrittsdrosselung werde **Sperrverlust** genannt. Wenn die Steuerungsquerschnitte einigermaßen reichlich bemessen sind, wird man den Spannungsverlust vom HDZ nach dem Aufnehmer und vom Aufnehmer nach dem NDZ auf je 0,1 bis 0,15 at

---

[1]) Man könnte bei oberflächlicher Überlegung geneigt sein, anzunehmen, daß die ursprüngliche Drucklinie nun die des zwischen HDZ und NDZ liegenden Aufnehmers ist. Diese Annahme trifft jedoch nur für die Zeit einigermaßen zu, in welcher alle Räume zusammenhängen. Wenn nur ein Raum mit dem Aufnehmer durch einen den Durchgang hemmenden Querschnitt zusammenhängt, fällt die Drucklinie des Aufnehmers nicht mit der ursprünglichen gemeinsamen Drucklinie zusammen.

Es gilt z. B. nach dem Zusammentritt von Hochzylinder und Aufnehmer die Gleichung $p_m (V_1 + V_2) = p_1' V_2 + p_2' V_2$, worin p_m der bei sperrungslosem Zusammentritt gefundene Mischungsdrucknnd p_1' und p_2' die beiden von ihm nur wenig abweichenden Drucke sind. Wenn in der Gleichung p_1' größer ist als p_m, ist notwendig p_2' kleiner als p_m. Das gleiche gilt von den Punkten der von p_m aus gezeichneten Drucklinie, wenn die von p_1' aus bei Veränderung von V_1 und $(V_1 + V_2)$ gezeichnete Drucklinie über ihr liegt. Daraus folgt, daß die ursprüngliche Linie nach Einführung der Übertrittsdrosselung nicht mehr die Linie des Aufnehmerdruckes ist, sondern eine ideelle Linie.

Ganz entsprechendes gilt für das Zusammenarbeiten von NDZ und Aufnehmer. Hier liegt die Diagrammlinie unter der ursprünglichen Linie, woraus folgt, daß die Linie des Aufnehmerdruckes über ihr liegt. Wenn alle 3 Räume zusammenarbeiten und 2 Steuerungsquerschnitte durchflossen werden, an welchen eine stärkere Drosselung stattfindet, liegt die Hochdrucklinie über, die Niederdrucklinie unter der ursprünglichen Linie. Hier wird also die Linie des Aufnehmerdruckes einigermaßen mit der ursprünglichen Linie zusammenfallen.

schätzen können, beim Zusammenarbeiten aller Räume im ganzen auf 0,2 bis 0,25 at.

149. Unter p_3 im Sinne der Gleichungen (4), (5), (8), (9), (8a), (9a) S. 394 bis 398 sei der Druck verstanden, auf welchen der Expansionsenddruck bei sperrungslosem Übergang abfällt. Der wahre Abfall f im HDZ ist um $\Delta_1 p$ kleiner als $p_2 - p_3$ (vgl. Fig. 312). Wenn man beim Entwurf den wahren Spannungsabfall f wählt, muß man von ihm aus für die Ausgleichrechnung zunächst um $\Delta_1 p$ abwärts gehen, um auf den der Rechnung zugrunde zu legenden Druck p_3 zu gelangen und nach Fertigstellung des ganzen Diagramms wieder um den gleichen Betrag aufsteigen.

In Fig. 312 ist die ursprüngliche bei widerstandslosem Übertritt gefundene Linie gestrichelt gezeichnet.

150. Im Niederdruckdiagramm hat die nachträgliche Berücksichtigung des Sperrverlustes einen namhaften Einfluß auf die endgültige Feststellung der Füllung. Bei Maschinen mit versetztem Hubwechsel stellt sich die Sache folgendermaßen dar: Infolge der Verlegung der Eintrittlinie um $\Delta_2 p$ nach unten[1]) erreicht diese die ursprüngliche von *9* ausgehende Expansionslinie erst im Punkte 9_s (Fig. 313).

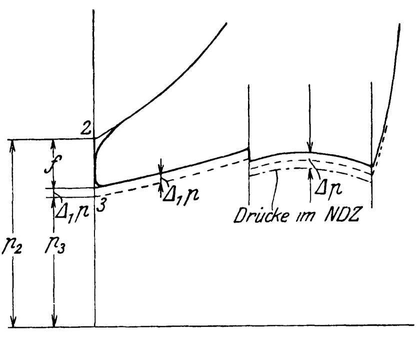


Fig. 312.

Würde man den Abschluß der Einlaßsteuerung bereits im Punkte 9_u stattfinden lassen, so würde das der Abführung eines kleineren Dampfgewichtes aus dem NDZ gleichkommen; denn die Expansionslinie des NDZ ist auf dem kurzen Stück $9—9_s—9_a$ (wie so oft) anzusehen als Kurve gleicher Dampfgewichte, und wenn der Abschluß in einem Punkt der Eintrittslinie angenommen wird, der innerhalb der ursprünglichen Expansionslinie liegt, so bedeutet das, daß weniger Dampf in den NDZ eingelassen ist. Dem Aufnehmer wird aber unabhängig vom Sperrverlust durch den HDZ ein bestimmtes Dampfgewicht zugeführt, und der Sperrverlust bringt keinen Dampfgewichtsverlust mit sich, sondern nur einen Arbeitsverlust des unveränderten Dampfgewichtes (vgl. Art. 5). Wenn man trotz dieser Erwägung den Abschluß in 9_u stattfinden ließe, würde der Druck im Aufnehmer, da dem Aufnehmer mehr Dampf zugeführt wird, als nach dem NDZ abfließt, steigen, bis er auf der Expansionslinie des Entwurfs angelangt ist. Damit würde aber der Aufnehmerdruck eine den Absichten des Entwurfs nicht entsprechende Höhe annehmen.

151. Man muß also die Eintrittlinie in die Expansionslinie einmünden lassen und im Punkte 9_s die Expansion bei Voraussetzung präziser Abschlusses beginnen lassen.

Ein weiterer Zuschlag t zur Füllung ist zu geben wegen des nicht präzisen Abschlusses der Steuerung, doch ist das keine Besonderheit der Niederdruckfüllung der Verbundmaschinen, sondern gilt gemäß Anhang 14

---

[1]) Die Linie *6, 8, 9,* Fig. 313, ist die ursprüngliche, bei widerstandslosem Übertritt gefundene Linie.

allgemein. Durch Einfügung einer Kurve, welche die Linie 9_u 9_s in 9_u und die Expansionslinie in 9_a berührt, wird der Füllungszuschlag geschätzt. Die Steuerung ist für Abschluß in 9_a zu konstruieren.

Man kann die eingefügte Kurve auch auffassen als Kurve zunehmenden Sperrverlustes infolge der sich beim Steuerungsabschluß mehr und mehr verengenden Querschnittes. Der Vorgang ist in der Fig. 313 rechts oben noch einmal in größerem Maßstab herausgezeichnet.

152. Bei Betrachtungen über den zurückbleibenden Aufnehmerruhedruck wird sich eine kleine scheinbare Unstimmigkeit ergeben, die darauf zurückzuführen ist, daß die ursprüngliche Drucklinie gar nicht die des Aufnehmerdruckes ist. Sie läßt sich mit den Betrachtungen der Fußnote S. **406** beseitigen, doch möge hier davon abgesehen werden, da das Verfahren der Füllungsbestimmung durch sie nicht berührt wird.

Ähnlich wie vorstehend erörtert, hat man bei Maschinen mit gleichzeitigem Hubwechsel zu verfahren.

153. Wenn eine Untersuchung für andere Belastungen bei gleichbleibender Niederdruckfüllung durchgeführt wird, sind die Sperrverluste für diese gesondert einzuführen und bei größerer Belastung etwas höher

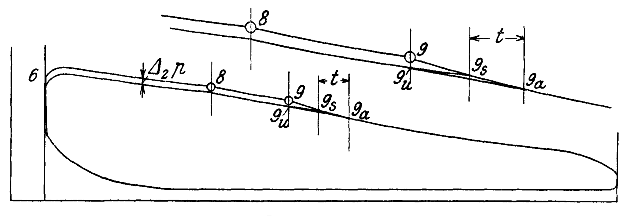


Fig. 313.

einzuschätzen. Die Untersuchung selbst werde nachdem in Art. 139 bis 146 erläuterten Verfahren vor Einführung der Sperrverluste und des Füllungszuschlages durchgeführt.

154. Die **Druckausgleichvorgänge** wurden gemäß Art. 116 in einem Punkte zusammengefaßt und hierfür der Totpunkt desjenigen Zylinders gewählt, der dem Zusammentritt der Räume am nächsten ist. Der damit im Diagramm entstandene Spannungssprung muß noch verwischt (in die Länge gezogen) werden, weil bei der beschränkten Größe der Steuerungsquerschnitte der Vorgang eine gewisse Zeit in Anspruch nimmt, auch der Wärmeaustausch sich nicht momentan vollzieht.

An den Diagrammenden ist diese Verwischung ganz so vorzunehmen wie bei Einzylindermaschinen, d. h. man zeichnet nach dem an aufgenommenen Indikatordiagrammen gewonnenen Gefühl, ausgehend von dem Vorausströmungspunkt *II* (Fig. 305 und 306) und ganz wenig über den Totpunkt hinausreichend eine in die Linie *3—4* bzw. *3—6* einmündende und den Spannungssprung 2—3 längere Zeit berührende Kurve ein. Das entsprechende gilt von dem Ende des Niederdruckdiagramms.

155. Hiervon unterscheidet sich wesentlich die Verwischung des Spannungssprunges, welcher bei Maschinen mit versetztem Hubwechsel nahe der Mitte der Austrittslinie des HDZ eintritt. Da der Hochdruckkolben sich in schneller Bewegung befindet, wird sich die den Spannungssprung ausgleichende Linie ziemlich stark in die Länge ziehen (vgl. die gestrichelte Linie *IV 8* in Fig. 305 S. 393), auch wenn der Vorgang nicht mehr Zeit beansprucht als in den anderen Fällen. Bei der Verzeichnung der

Ausgleichlinie wird auch die Bildung der Niederschlagsdifferenz, welche wie die Strömung Zeit gebraucht, aber nach ganz anderen Gesetzen verläuft, gefühlsmäßig zu berücksichtigen sein.

Der Ausgleich beginnt mit der Voreinströmung im NDZ. Der Voreinströmungspunkt *IV* ist aus dem Niederdruckdiagramm in das Hochdruckdiagramm (am besten nach dem im Art. 119 angegebenen Verfahren) zu übertragen. Von ihm aus ist die Ausgleichlinie nach dem Punkt *8* hinzuziehen.

In das Niederdruckdiagramm möge die dadurch entstehende Veränderung nicht übertragen werden, was der Voraussetzung eines etwas größeren Sperrverlustes in der Nähe des Anfangs des Vorganges entspricht, der auch wahrscheinlich ist. Bei der geringen Kolbengeschwindigkeit im NDZ würde die Übertragung auch die Diagrammfläche nur sehr wenig verändern.

156. Ob man im Hochdruckdiagramm den Ausgleich vor oder nach der Einführung des Sperrverlustes vornimmt, ist nebensächlich. Wenn man die im Art. 159 empfohlene Umzeichnung der Arbeitsdiagramme auf gleiche Länge und ungleichen Atmosphärenmaßstab vornimmt, wird zweckmäßig die Eintragung und Abschätzung der Ausgleichkurve erst im umgezeichneten Diagramm ausgeführt, nachdem der Sperrverlust schon vorher im ursprünglichen Diagramm berücksichtigt ist.

157. Nachdem man so den Sperrverlust berücksichtigt und die Spannungssprünge ausgeglichen hat, wird das Diagramm bei richtiger Einschätzung der Niederschlagsdifferenz den tatsächlichen künftigen Verhältnissen, soweit eine Vorausbestimmung überhaupt möglich ist, entsprechen sowohl hinsichtlich des mittleren reduzierten Druckes p_{red} wie auch hinsichtlich der Druckverteilung (vgl. Art. 126 und 135). p_{red} wird wie beim vorläufigen Diagramm (Art. 26) gefunden, indem man die Summe der Flächen des Hochdruck- und Niederdruckdiagramms bildet, die Summe durch die Länge des Niederdruckdiagramms allein dividiert und die errechnete Höhe im Atmosphärenmaßstab mißt.

158. Man kann, wenn man die Abrundungen des Diagramms, Ausgleichungen der Spannungssprünge und Berücksichtigung des Sperrverlustes nicht für andere Zwecke benötigt, p_{red} auch ohne dieselben im ursprünglichen, scharfeckigen Diagramm bestimmen, wenn man von dem damit ermittelten Wert etwa 0,1 at in Abzug bringt. Dieser (geringe) Abzug setzt voraus, daß der Eintrittsdruck und Füllungsbezugsdruck entsprechend Art. 6 des Anhanges 14 definiert ist, wenn man auch für den Hochdruckeinlaß das scharfeckige Diagramm mit horizontaler Eintrittslinie einführt.

159. Für die Konstruktion der Drehkraftdiagramme und um die Diagramme zu erhalten, welche in dem Verhältnis von Höhe und Länge etwa das Bild aufgenommener Indikatordiagramme ergeben, empfiehlt es sich, die Arbeitsdiagramme auf gleichen Hub (gleiche Länge) umzuzeichnen und dabei gleichzeitig den Ordinatenmaßstab entsprechend zu verändern. Für das Drehkraftdiagramm müssen die Maßstäbe im Verhältnis der Volumina stehen, für die Kolbenkräfte im Verhältnis der Kolbenflächen, was bei gleichem Hub beider Zylinder das gleiche ist.

Die Diagramme erhalten damit ungefähr die Form der Fig. 302 S. 386, welche nach dem Verfahren Art. 98 bis 101 unmittelbar gefunden wurde. Die Veränderung des Diagramms durch den Sperrverlust und der Ausgleich des Spannungssprunges in der Austrittlinie des Hochdruckdiagramms ist in dieser Figur noch nicht vorgenommen.

Anhang 18.

Vorausberechnung des Dampfverbrauchs von Kolbendampfmaschinen.

Vorbemerkungen.

1. Die Berechnung des Dampf- und Wärmeverbrauchs zerfällt in die Berechnung des Verbrauchs der verlustlosen Maschine und in die Berechnung der Verluste. Während die Bestimmung des Dampf- und Wärmeverbrauchs in der verlustlos gedachten Maschine mit den Hilfsmitteln der Thermodynamik heute keinerlei Schwierigkeiten bietet, ist die Ermittlung der Verluste für eine zu bauende und nur im Entwurf vorliegende Maschine eine schwierige Aufgabe, deren Lösung nur in einer mehr oder weniger vollkommenen Schätzung liegen kann. Grundsätze für solche Schätzungen der Verluste zu entwickeln soll eine Hauptaufgabe dieses Anhanges sein.

Die Grundlage für die Abschätzung der Verluste bei neu zu berechnenden Maschinen werden Versuche an ausgeführten ähnlichen Maschinen abgeben müssen, besonders solche Versuche, die mit einer genauen kalorimetrischen Untersuchung verbunden waren.

2. Bei kalorimetrischen Untersuchungen von Dampfmaschinen trägt man das durch Speisewassermessung oder Kondensatmessung bestimmte und auf ein Kolbenspiel umgerechnete verbrauchte Dampfgewicht im Volumenmaßstab für einen bestimmten, dem Volumen zugehörigen Druck in das Indikatordiagramm ein. In der Regel wird dafür der mittlere Eintrittsdruck gewählt. Das Indikatordiagramm wird nach Form und Flächeninhalt als mittleres Diagramm aus allen aufgenommenen Diagrammen gebildet. Bei Verbundmaschinen werden die Diagramme noch zu diesem Zweck rankinisiert. Von dem auf diese Weise aus Druck und Volumen ermittelten Ausgangspunkt wird dann die Sättigungslinie und die Adiabate gezeichnet, die zum Vergleich mit der Expansionslinie des wahren Indikatordiagramms dienen. Bei überhitztem Dampf wird das Volumen für zwei Zustände, den Sättigungszustand und den wahren, kurz vor dem Eintritt in den Zylinder gemessenen Dampfzustand berechnet, womit dann die Sättigungslinie und die Adiabate zwei verschiedene Ausgangspunkte haben.

Es kann zwar nicht die Aufgabe dieses Werkes, welches der Berechnung neuer Dampfmaschinen dienen soll, sein, die kalorimetrischen Untersuchungsverfahren, wie sie für fertige Maschinen benutzt werden, zu behandeln. Es wird aber auch beim Entwurf einer neuen Maschine lehrreich sein, die erwähnte Eintragung vorzunehmen und an Stelle des gemessenen Dampfverbrauchs den durch möglichst sorgfältige Schätzung der Verluste gefundenen Dampfverbrauch einzuführen.

Durch diese Eintragung wird man sich noch nachträglich Rechenschaft darüber geben können, welche Voraussetzungen man mittelbar im einzelnen durch die oft nur summarischen Einsetzungen hinsichtlich der Wärmebewegung zwischen Dampf und Zylinderwandung gemacht hat, besonders durch die Einführung bestimmter polytropischer Expansions- und Kompressionslinien, bei Verbundmaschinen auch durch Einführung

einer Niederschlagsdifferenz von bestimmter Größe (vgl. Anhang 17, Art. 7 bis 12).

Wenn die Eintragung für eine Verbundmaschine im entworfenen Diagramm vorgenommen werden soll, genügt hierfür das vorläufige Diagramm, in welchem die Niederschlagsdifferenz berücksichtigt sein muß.

Dem Zweck der Eintragung des voraussichtlichen Dampfverbrauchs in entworfene Indikatordiagramme soll die nachstehend entwickelte einfache Formel des Verfassers dienen, welche im Gegensatz zu der bei Verbrauchsmessungen an fertigen Maschinen benutzten Rechnungsweise die Maschinenabmessungen nicht enthält.

Eintragung des wahren Dampfverbrauchs in das Arbeitsdiagramm.

3. Wenn C_i der tatsächliche oder der geschätzte Dampfverbrauch für die indizierte Pferdekraftstunde ist, d. h. wenn mit C_i Kilogramm Dampf $75 \cdot 60 \cdot 60 = 270\,000$ kgm geleistet werden, so leistet 1 kg Dampf

$$\frac{270\,000}{C_i}\,\text{kgm}\,,$$

G kg Dampf leisten also

$$G\frac{270\,000}{C_i}\,\text{kgm}\,. \qquad (1)$$

Die Arbeit des einmal durchlaufenen Diagramms oder die Arbeit eines Doppelhubes auf einer Kolbenseite ist

$$F\,s\,p_i\,.$$

Bei Verbundmaschinen ist für F und s die Kolbenfläche und der Hub des NDZ, für p_i der mittlere reduzierte Druck p_{red} einzusetzen. F ist dabei die Kolbenfläche in Quadratzentimetern, wenn p_i in Atmosphären eingeführt wird, und s der Hub in Metern. Mit Rücksicht auf die spätere Einführung des spezifischen Volumens in Kubikmetern pro Kilogramm werde F in Quadratmetern eingeführt, wodurch dann das Hubvolumen Fs ebenfalls in Kubikmetern ausgedrückt ist. Dann ist die Arbeit, indem der Druck auf 1 Quadratmeter 10 000 mal so groß ist wie der Druck auf 1 Quadratzentimeter, gleich

$$10\,000\;F\,s\,p_i\,. \qquad (2)$$

Wenn jetzt unter G das pro Doppelhub auf einer Seite zugeführte Dampfgewicht verstanden wird, sind die Arbeiten unter (1) und (2) einander gleich. Es ist

$$G\frac{270\,000}{C_i} = 10\,000\;F\,s\,p_i$$

oder

$$G = F\,s\frac{C_i\,p_i}{27}\,. \qquad (3)$$

Multipliziert man beide Seiten der Gleichung mit dem spezifischen Volumen v, so ist Gv das Gesamtvolumen V des eingetretenen Dampfes, es ist also

$$V = F\,s\frac{C_i\,p_i}{27}\,v\,. \qquad (4)$$

Durch die Diagrammlänge l (ohne schädlichen Raum gemessen) wird das Hubvolumen Fs dargestellt. Die Darstellungslänge y des Volumens V an

irgendeiner Stelle des Diagramms muß den gleichen Maßstab haben, d. h. es muß sein

$$V : y = F s : l$$

oder

$$V = y \frac{F s}{l}.$$

Mit Einsetzung dieses Wertes von V in die linke Seite der Gleichung (4) wird

$$y = l \frac{C_i p_i}{27} v. \tag{5}$$

Bei Verbundmaschinen ist statt p_i der mittlere reduzierte Druck p_{red} einzusetzen, für l die Länge des Niederdruckdiagramms.

v ist für denjenigen Zustand zu berechnen, welcher der Eintragung zugrunde gelegt werden soll. Das damit berechnete y ist dann in der Höhe des zu dem eingesetzten v gehörigen Druckes abzutragen. Im allgemeinen wird das der mittlere Eintrittsdruck sein (Fig. 314).

4. Wenn die **Sättigungslinie** eingetragen werden soll, ist $v = v_s$ einfach für den fraglichen Druck der Dampftabelle zu entnehmen. Wenn man bei überhitztem Dampf außerdem die Adiabate für den vor der Maschine gemessenen Dampfzustand eintragen will, bezieht man sich in der Regel auf den Druck an der Temperaturmeßstelle und trägt y_t dann auch in der Höhe dieses Druckes ab.

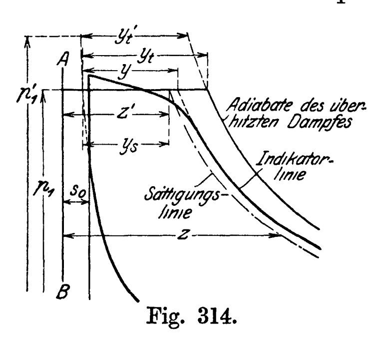


Fig. 314.

Man begeht aber für die Eintragung der Adiabate keinen erheblichen Fehler, wenn man v für den mittleren Eintrittsdruck berechnet und in die Zustandsgleichung trotzdem die vor der Maschine bei dem höheren Druck gemessene oder angenommene Temperatur einsetzt, und das Volumen y_t' in der Höhe des mittleren Eintrittsdruckes abträgt. Von der Zulässigkeit dieser Annäherung überzeugt man sich unter Zuhilfenahme des JS-Diagramms, wenn man in ihm vom Meßdruck bis zum Eintrittsdruck auf der Drossellinie, d. h. auf einer Horizontalen entlang geht; denn die Veränderungen, welche der Dampf beim Eintritt in einen Zylinder mit wärmefesten Wandungen erfährt, rühren nur von der Drosselung her. Man kommt dabei auf eine Temperatur, die nur ganz wenig von der Ausgangstemperatur verschieden ist, da die Temperaturlinien im JS-Diagramm auf dem kurzen in Betracht kommenden Stück sehr wenig von der Horizontalen abweichen.

Die Berechnung von y_t oder y_t' kann näherungsweise mit der Gleichung (2) oder (3) des Anhanges 12 erfolgen.

5. Die berechneten Darstellungslängen des Volumens stellen das Volumen des eingetretenen Dampfgewichtes dar. Um das arbeitende Dampfgewicht zu erhalten, welches für die Eintragung der Sättigungslinie und der Adiabate maßgebend ist, muß man noch das vom voraufgegangenen Doppelhub in dem Zylinder (bei Verbundmaschinen in dem HDZ) zurückgebliebene Dampfgewicht, den „Kompressionsrest" hinzufügen und ihn auf den Druck umrechnen, bei welchem die Eintragung des eingetretenen Dampfgewichtes stattfinden soll.

Bei genaueren kalorimetrischen Untersuchungen wird diesen Umrechnungen eine Erwägung über den Anfangszustand des Kompressionsrestes voraufzugehen haben; auch werden die Vorgänge bei der Mischung des Frischdampfes mit dem Kompressionsrest zu berücksichtigen sein. Hier mag es genügen, die in der Figur gestrichelte verlängerte Kompressionslinie als Linie gleicher Dampfgewichte bei veränderlichem Druck und Volumen anzusehen und dementsprechend von ihr aus die berechneten Volumenlängen y, y_s, y_t, y_t' (Fig. 314) abzutragen. Dabei würde man dann freilich voraussetzen, daß der Restdampf gerade die Temperatur des Eintrittsdampfes erreicht.

Die Frage des Zustandes des Restdampfes gehört ja bekanntlich zu den ungeklärtesten bei kalorimetrischen Untersuchungen, und da würde es wenig Zweck haben, für die vorliegenden, oben gekennzeichneten Zwecke allzu weit auf die Frage einzugehen.

Dem Sinne der Figur nach sind die Längen y, y_s, y_t, y_t' links von dem Punkte aus zu messen, in welchem die verlängerte Kompressionslinie die Horizontale des zugehörigen Bezugsdrucks schneidet. Für die Längen y, y_s, y_t ist der Bezugsdruck p_1, für die Länge y_t' ist der Bezugsdruck p_1'. Die Längen y, y_s und y_t sind also von der gleichen Vertikalen aus zu messen.

Die Adiabate wird als Polytrope nach einem dafür geeigneten Verfahren (vgl. Anhang 11, Art. 7 bis 10) verzeichnet, die Sättigungslinie besser mit Hilfe der Dampftabelle: Wenn z' die Abszisse des Ausgangspunktes mit dem Drucke p_1, also gleich y_s + Kompressionsrest, v_s das aus der Tabelle für den Druck des Ausgangspunktes abgelesene spezifische Volumen ist, so verhalten sich die Abszissen z bei anderen Drucken zu z' wie die für diese Drucke in der Tabelle abgelesenen spezifischen Sattdampfvolumina zu v_s.

Bestimmung des Dampfverbrauchs mit Hilfe des nutzbaren Dampfverbrauchs.

6. Unter nutzbarem oder indiziertem Dampfverbrauch versteht man einen eigenartig abgegrenzten Teil des Gesamtdampfverbrauchs, dessen genaue Definition erst an Hand der nachstehend entwickelten Gleichung möglich ist. Es besteht bei der Rechnungsweise mit dem nutzbaren Dampfverbrauch keine klare Scheidung zwischen dem Verbrauch in der Maschine mit wärmefesten Wandungen und den Verlusten; sie ist aber seit einem halben Jahrhundert so gebräuchlich und, wenigstens für Einzylindermaschinen mit gesättigtem Dampf, auch so bequem, daß das Verfahren trotz seiner theoretischen Mängel (vgl. Art. 10) in einer Abhandlung über den Dampfverbrauch nicht übergangen werden kann.

Die Rechnungsweise mit dem nutzbaren Dampfverbrauch verdankt ihre große Verbreitung zum Teil der Ausgestaltung, die sie durch Hrabák in seinem großen Tabellenwerk, das im Jahre 1883 in der ersten Auflage, der noch drei weitere folgten[1]), erfahren hat.

Mit den Bezeichnungen der Fig. 267, S. 340 ist das am Ende der Füllung im Dampfzylinder enthaltene Dampfvolumen gleich $F\,(s_0 + s_1 + t)$ (vgl. Fig. 259, S. 331) oder wenn man statt der Abschluß-

[1]) Hrabák: Hilfsbuch für Dampfmaschinentechniker, 4. Aufl., Berlin 1906, und Theorie und praktische Berechnung der Heißdampfmaschinen, 1. Aufl., Berlin 1904.

füllung die ideelle Füllung (vgl. S. 415 unten) einführt, gleich $F(s_0 + s_1)$. Das Gewicht erhält man, indem man dies Volumen mit dem spezifischen Gewicht multipliziert und zwar bei demjenigen Druck, bei welchem $s_0 + s_1$ zwischen der Volumennullinie und der Expansionslinie oder ihrer Verlängerung gemessen ist, d. h. dem Füllungsbezugsdruck (vgl. Anhang 14).

Das im Zylinder abgeschlossene Dampfgewicht ist dann

$$G_1 = F(s_0 + s_1)\gamma_1,$$

worin γ_1 das spezifische Gewicht bei dem Füllungsbezugsdruck p_1 ist.

Von dem voraufgegangenen Kolbenrückgang ist aber noch der Kompressionsrest im Zylinder verblieben. Der Kompressionsrest ist (Fig. 267)

$$G_3 = F(s_0 + s_4)\gamma_3,$$

worin γ_3 das spezifische Gewicht des Dampfes bei dem Druck p_3 ist.

Das im Zylinder abgeschlossene Dampfgewicht ist gleich dem vom voraufgegangenen Hub enthaltenen plus dem neu hinzugetretenen. Bezeichnet man das neu hinzugetretene mit G, so ist

$$G_1 = G + G_3, \qquad \text{oder} \qquad G = G_1 - G_3,$$

also

$$G = F[(s_0 + s_1)\gamma_1 - (s_0 + s_4)\gamma_3]$$

oder, indem man mit dem Hub s multipliziert und dividiert

$$G = Fs\left[\left(\frac{s_0}{s} + \frac{s_1}{s}\right)\gamma_1 - \left(\frac{s_0}{s} + \frac{s_4}{s}\right)\gamma_3\right].$$

Bezeichnet man $\frac{s_4}{s}$ mit m, $\frac{s_1}{s}$ mit e, $\frac{s_0}{s}$ mit k, so ist

$$G = Fs[(m + e)\gamma_1 - (m + k)\gamma_3]. \tag{6}$$

Dies ist der Dampfverbrauch eines Hin- und Rückganges auf einer Kolbenseite.

7. Den Dampfverbrauch für die Arbeitseinheit findet man, indem man durch die Arbeit dividiert, welche auf einer Kolbenseite bei einem Hin- und Rückgang geleistet wird. Diese ist in Kilogrammeter gleich $F p_i s$. Man hat aber auch hier, wie in Art. 3, zu beachten, daß F in der Gleichung für G_1 und G_3 in Quadratmetern enthalten ist, weil die spezifischen Gewichte allgemein beim Dampf in Kilogramm pro Kubikmeter gerechnet werden, während F bei der Arbeitsgleichung in Quadratzentimeter eingeführt wird. Um beide auf gleichen Maßstab zu bringen, hat man die Arbeit eines Hin- und Herganges zu setzen

$$E = 10\,000\, F p_i s$$

und F jetzt auch hier in Quadratmeter einzuführen. Es ist also der Dampfverbrauch in Kilogramm pro 1 kgm geleistete Arbeit

$$\frac{G}{E} = \frac{1}{10\,000\, p_i}[(m + e)\gamma_1 - (m + k)\gamma_3].$$

Nun ist es aber üblich, den Dampfverbrauch auf eine Pferdekraftstunde, d. h. auf $75 \cdot 60 \cdot 60 = 270\,000$ kgm zu beziehen. Damit wird der Dampfverbrauch für die Pferdekraftstunde 270 000 mal so groß, gleich

$$\frac{27}{p_i}[(m + e)\gamma_1 - (m + k)\gamma_3].$$

Dieser Wert würde den tatsächlichen Verbrauch unter Berücksichtigung der Verluste darstellen, wenn man unter γ_1 und γ_3 das tatsächliche spezifische Gewicht des Dampfes oder Dampfwassergemischs in der Maschine versteht. Dieses kennt man aber beim Entwurf nicht, weil der Dampf beim Eintritt in die Maschine vollständig seinen Zustand ändert.

Man führt daher statt des wahren spezifischen Gewichtes das spezifische Gewicht des trockenen gesättigten Dampfes bei dem fraglichen Druck ein, wenn der Dampf vor dem Eintritt in die Maschine gesättigt war, obwohl man weiß, daß sich beim Eintritt bis zu 30% des eingetretenen Dampfes, in besonderen Fällen noch mehr niederschlägt[1]). Mit anderen Worten: man führt bei diesem Verfahren nur das Gewicht des eigentlichen Dampfteils, das „Reindampfgewicht" in die Rechnung ein und verrechnet das Gewicht des beim Eintritt zu Wasser niedergeschlagenen Dampfes bei den Verlusten. Daß man dabei auch das geringe Volumen des Niederschlagmessers nicht in Ansatz bringt, ist von nebensächlicher Bedeutung.

Durch diese Einsetzung soll aber nicht eine Näherung ausgedrückt werden, auch ist durch sie keine scharfe Trennung von rein theoretischem Dampfverbrauch und Verlusten vorgenommen, sondern es ist durch sie lediglich der Begriff des nutzbaren Dampfverbrauchs festgelegt. Zur genauen Festlegung des Begriffs bedarf es noch einer Festsetzung darüber, was unter p_i zu verstehen ist: Das genaue Indikatordiagramm kennt man noch nicht, und das Gesetz $pv = \text{const}$ wird auch bei gesättigtem Dampf gar nicht so oft erreicht, wie meist angenommen. Indem dieses Gesetz und gewisse Normen für die durch die Vorausströmung, die Eintrittsdrosselung usw. eingeführt werden, ist damit der nutzbare Dampfverbrauch definiert. Der nutzbare Dampfverbrauch wird nach Hrabáks Vorgang allgemein mit C_i' bezeichnet; es ist also

$$C_i' = \frac{27}{p_i}[(m + e)\,\gamma_1 - (m + k)\,\gamma_3]\,. \tag{7}$$

Durch die Einführung der Bezeichnung C_i' auf der linken Seite wird also ausgedrückt, daß für γ_1, γ_3 und p_i die vorstehend erläuterten Werte einzuführen sind.

Der oben, nicht in Gleichungsform geschriebene Wert der rechten Seite der Gleichung (7) hat noch eine allgemeinere Bedeutung: Man könnte dort unter p_i noch das wahre p_i eines aufgenommenen Indikatordiagramms verstehen.

Man entnimmt das spezifische Gewicht unmittelbar den Eigenschaftstabellen des Wasserdampfes, von welchem ein kurzer Auszug im Anhang 12, Art. 7 enthalten ist, und zwar hat man das dem Füllungsbezugsdruck zugehörige spezifische Gewicht einzuführen: Bezieht man sich auf den Füllungsweg s_1, so ist das spezifische Gewicht bei dem Druck p_1 einzuführen, bezieht man sich für die Volumenbestimmung auf die Abschlußfüllung $s_1 + t$, so hat man das spezifische Gewicht bei dem entsprechend niedrigeren Druck, mit welchem die Eintrittslinie in die Expansionslinie einmündet, einzuführen (vgl. Art. 6 und Anhang 14). Ob man das eine oder andere tut, ist ziemlich gleichgültig, weil die rückwärts verlängerte Expansionslinie annähernd die Linie gleicher Dampfgewichte ist. Es werde

[1]) 30% Niederschlag von eingetretenen Dampfgewicht, bedeutet 43% Aufschlag zum sichtbaren oder nutzbaren Dampfgewicht für die Eintragung des vermuteten wahren Dampfgewichtes.

jedoch einheitlich der in Fig. 268, Anhang 16 mit p_1 bezeichnete mittlere Eintrittsdruck als Füllungsbezugsdruck eingeführt und demgemäß s_1 in die Gleichung eingesetzt.

Es ist bemerkenswert, daß die Gleichung (7) keine Maschinenmaße enthält, sondern nur Diagrammaße (Verhältniswerte).

8. Für überhitzten Dampf kann das Verfahren mit dem nutzbaren Dampfverbrauch nicht empfohlen werden, wenngleich Hrabák dies in dem in der Fußnote auf S. 413 angeführten besonderen Buch, welches eine Ergänzung zu seinem Hauptwerk bildet, vorgeschlagen hat. Man führt dann für γ_1 das spezifische Gewicht des Dampfes bei dem Zustand kurz vor dem Eintritt in den Zylinder ein.

Die Zahl der möglichen Zustände ist bei überhitztem Dampf ungleich größer als bei trockenem, gesättigtem Dampf, weil hier noch die vom Drucke unabhängige Temperatur hinzutritt; daher würde auch die Aufstellung von Tabellen, wie sie beim gesättigten Dampf in Gebrauch sind, sehr umständlich werden. Ebenso ist das dem mittleren indizierten Druck p_i zugrunde zu legende Expansionsgesetz unsicher und von dem Überhitzungsgrad abhängig und daher auch für den Begriff des nutzbaren Dampfverbrauchs nicht einheitlich geregelt.

Wenn man an dem Verfahren mit dem nutzbaren Dampfverbrauch bei überhitztem Dampf festhalten will, scheint es immer noch das beste, den Verbrauch an gesättigtem Dampf mit einer für ihn zweckmäßigen Füllung zu berechnen, die vermutlichen Verluste zuzuschlagen und dann eine aus Erfahrungen hergeleitete prozentuale Ersparnis an Dampf- bzw. Wärmeverbrauch unter Beibehaltung des gleichen indizierten Druckes (nicht der gleichen Füllung) in Abzug zu bringen. Die Ersparnis an Wärme ist natürlich kleiner als die an Dampf (vgl. Art. 30 bis 32, 149, 151).

Es ist jedoch zu empfehlen, für überhitzten Dampf andere Verfahren, wie sie auch in diesem Anhang weiter hinten entwickelt sind, zu verwenden.

9. Für die **Maschine der Hauptaufgabe** wird für gesättigten Dampf bei normaler Leistung mit $p_i = 2{,}6$; $m = 0{,}04$; $e = 0{,}13$; $k = 0{,}5$[1]; $p_1 = 7$; $p_3 = 0{,}21$ (vgl. Haupttext Art. 1, 2, 11, 12, 13, 23), indem γ_1 und γ_3 für 7 bzw. 0,21 at (nach Anhang 12, Art. 7) gleich 3,59 bzw. 0,135 kg/cbm ist

$$C_i' = \frac{27}{2{,}6}\,[(0{,}04 + 0{,}13)\,3{,}59 - (0{,}04 + 0{,}5)\,0{,}135] = 5{,}64 \text{ kg/PS}_i\text{-Stunde.}$$

In gleicher Weise ergibt sich für die Höchstleistung (vgl. Art. 23)

$$C_i' = \frac{27}{3{,}77}\,[(0{,}04 + 0{,}239)\,3{,}59 - (0{,}04 + 0{,}5)\,0{,}135] = 6{,}68 \text{ kg/PS}_i\text{-Stunde.}$$

Es möge für spätere Vergleiche (Art. 27) noch derjenige sichtbare Dampfverbrauch bestimmt werden, welcher sich in einer Maschine ohne schädlichen Raum und demgemäß auch ohne Kompression ergibt, wenn die Füllung so gewählt wird, daß die normale Leistung mit einem $p_i = 2{,}6$ at herauskommt. Für sie lautet die Gleichung

$$C_i' = \frac{27}{p_i}\,e\,\gamma_1; \qquad C_i' = \frac{27}{2{,}6}\,e \cdot 3{,}59\,.$$

---

[1]) 0,5 statt 0,445 aus dem im Art. 13 des Haupttextes angegebenen Grunde.

Die Füllung e kann mittels des Art. 21 bis 23 des Haupttextes angegebenen Verfahrens gefunden werden mit $u = 1$ und $f' = 1$ wird

$$f = \frac{1}{p_1}(p_i + p_3), \qquad f = \frac{1}{7}(2,6 + 0,21) = 0,4014 .$$

Der Wert liegt für $m = 0,00$ zwischen den Werten 0,374 und 0,435 der Tabelle zu Art. 6 des Anhanges 16, also zwischen den Füllungen 0,12 und 0,15. Interpoliert man linear, so folgt $e = 0,1337$ und damit $C_i' = 4,98$.

Um den nutzbaren Dampfverbrauch bei normaler Leistung schnell schätzen zu können, sind in den folgenden beiden Tabellen unter Voraussetzung eines schädlichen Raumes mittlerer Größe für verschiedene Eintrittsdrücke und für den Gegendruck $p_3 = 0,21$ bei Maschinen mit Kondensation und 1,15 bei Maschinen mit Auspuff die nutzbaren Dampfverbrauche angegeben. Den Angaben liegen Füllungen zugrunde, wie sie für die verschiedenen Eintrittsdrucke etwa passend sind.

An Stelle der Füllungen sind die sich mit ihnen ergebenden mittleren indizierten Drucke angegeben, weil bei von den Annahmen abweichenden Werten des schädlichen Raumes und der Kompression sich C_i' für unverändertes p_i weniger ändert als für unveränderte Füllung.

Maschinen mit Kondensation.

p_1 =	4	5	6	7	8	9	10	at. abs.
p_i =	1,8	2,12	2,40	2,65	2,91	3,14	3,35	„ „
C_i' =	7,0	6,55	6,20	5,98	5,72	5,55	5,38	„ „

Maschinen mit Auspuff.

p_1 =	6	7	8	9	10	11	12	13	at. abs.
p_i =	2,42	2,76	3,06	3,34	3,62	3,88	4,12	4,35	„ „
C_i' =	9,6	8,7	8,2	7,7	7,4	7,0	6,8	6,6	„ „

10. Um den Gesamtdampfverbrauch C_i für die indizierte Pferdekraftstunde zu erhalten, muß man dazu die besonders bei gesättigtem Dampf sehr beträchtlichen **Abkühlungsverluste** C_i'' und die **Verluste durch Undichtheiten** (durch Dampflässigkeit) C_i''' hinzufügen. Es ist

$$C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''.$$

Die Abkühlungsverluste, von denen die durch inneren Wärmeaustausch bei weitem den größten Teil ausmachen, werden in diesem Anhange weiter hinten ausführlich behandelt werden. Die vorstehend mit C_i'' bezeichneten Verluste sind nämlich bei der besonderen Definition des nutzbaren Dampfverbrauchs in eigenartiger Weise mit dem nutzbaren Dampfverbrauch verquickt und lassen sich hier als Abkühlungsverluste nicht klar herausschälen (Art. 6).

Es wird sich zeigen, daß der nutzbare Dampfverbrauch kleiner ist als der theoretisch in der Maschine mit wärmefesten Wandungen auftretende. Das liegt daran, daß die Expansionslinie $pv = \text{const}$ nicht die Adiabate des gesättigten Dampfes ist, sondern dadurch entsteht, daß der Dampf während der Expansion Wärme von den Wandungen empfängt und *infolgedessen mehr Arbeit* leistet als bei adiabatischer Expansion. Die während der Expansion abgegebene Wärme ist ein Teil derjenigen Wärme, welche während der Eintrittsperiode an die Wandungen abgegeben wurde

und bei der eigenartigen Definition des nutzbaren Dampfverbrauchs nicht mit in Rechnung gestellt wurde.

11. Wegen dieser Verquickung der Verluste mit dem nutzbaren Dampfverbrauch kann die Bestimmung der hier mit C_i'' bezeichneten Verluste nicht mit der allgemeinen Untersuchung der Verluste vereinigt werden, und sie möge daher hier vorweggenommen werden, um damit auch gleichzeitig das ganze Verfahren mit dem nutzbaren Dampfverbrauch zu einem gewissen Abschluß zu bringen.

Es mögen hierbei die Schätzungswerte von Hrabák in seinem auf S. 413 genannten Werk, die in Kürze auch in der „Hütte" (22. und 23. Aufl., Bd. II, S. 130 bis 131) enthalten sind, benutzt werden.

Hrabák nimmt die Abkühlungsverluste C_i'' umgekehrt proportional der Quadratwurzel aus der Kolbengeschwindigkeit an, indem er setzt $C_i''/\sqrt{c} =$ const. Die Konstante ist von der Maschinenart abhängig und wird für Maschinen mit Kondensation, mit geheizten Wandungen bei normaler Leistung gleich 4,5 bis 4,2 gesetzt.

Der Rechnungsgang möge an Hand der Verhältnisse der Maschine der Hauptaufgabe zahlenmäßig erläutert werden. Dabei mögen einige Abweichungen von den Hrabákschen Werten, die durch die besondere, in dem Werk von Hrabák nicht berücksichtigte Bauart der Maschine begründet sind, eingeführt werden.

Obwohl bei der Maschine der Hauptaufgabe der eigentliche Zylinder ungeheizt bleibt, möge wegen der sehr wirksamen Heizung der Zylinderdeckel mit strömendem Dampf die Konstante gleich 4,2 angenommen werden. Indem die Kolbengeschwindigkeit nach S. 9 gleich 2,6 m/sek ist, wird damit $C_i'' = 4{,}2/\sqrt{2{,}6} = 2{,}6$ kg. Dieser Wert scheint bei einer Maschine, deren schädliche Flächen durch Einbau der Steuerorgane in die Deckel (der bei den Angaben von Hrabák nicht vorausgesetzt ist) reichlich hoch. Es mögen daher der Verlust noch um 0,5 kg, also auf 2,1 kg herabgesetzt werden.

Die Verluste durch Undichtheiten mögen unter Voraussetzung einer gut ausgeführten und gut in Stand gehaltenen Maschine nach „Hütte", Bd. II, S. 132 gleich 5% des nutzbaren Dampfverbrauchs geschätzt, also gleich $0{,}05 \cdot 5{,}64 = 0{,}282$ gesetzt werden. Damit wird der Dampfverbrauch C_i für die PS_i-Stunde

$$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' = 5{,}64 + 2{,}1 + 0{,}282 = 8{,}022\,.$$

Der Gesamtverbrauch der normal belasteten Maschine ergibt sich daraus, indem die indizierte Normalleistung nach Art. 16 des Haupttextes gleich 122,2 ist, gleich $8{,}022 \cdot 122{,}2 = \backsim 980$ kg.

12. Noch weniger geeignet wie für Einzylindermaschinen ist das Verfahren der Verbrauchsberechnung mittels des nutzbaren Dampfverbrauchs bei Verbundmaschinen. Der Vollständigkeit wegen sei hier aber noch kurz die Gleichung für den nutzbaren Dampfverbrauch entwickelt.

Das von einer Kolbenseite bei einer Umdrehung vom HDZ aufgenommene Dampfgewicht ist ganz analog wie bei der Einzylindermaschine

$$G = F_h\, s_h\, [(m' + e_h)\, \gamma_{1h} - (m' + k_h)\, \gamma_{3h}]\,,$$

worin m' die verhältnismäßige Größe des schädlichen Raumes, e_h die Füllung des HDZ, k_h der Kompressionsgrad desselben, γ_{3h} das spezifische Gewicht des Dampfes bei Beginn der Kompression im HDZ ist.

Die Arbeit im HDZ und NDZ zusammen ist nach Anhang 1, Art. 18 gleich $F_n s_n p_{\text{red}}$. Indem man hierdurch die obige Gleichung teilt, die Kolbenflächen auf gleichen Maßstab wie die spezifischen Gewichte bringt und die PS-st als Arbeitseinheit einführt (Art. 7), wird

$$C_i' = \frac{27}{p_{\text{red}}} \frac{F_h s_h}{F_n s_n} [(m' + e_h) \gamma_{1h} - (m' + k_h) \gamma_{3h}] . \tag{8}$$

$\frac{F_h s_h}{F_n s_n}$ ist das Volumenverhältnis, das im Anhang 1, Art. 13 mit μ, in Anhang 17 mit $1/k$ bezeichnet ist.

13. Um den Begriff des nutzbaren Dampfverbrauches festzulegen, muß man auch hier über γ_1 und p_{red} mehr oder weniger willkürliche Bestimmungen treffen. Unter γ_1 wird wieder das Gewicht des trockenen gesättigten Dampfes bei dem Füllungsbezugsdruck verstanden.

Während aber bei den Einzylindermaschinen die Einführung der Expansionslinie nach dem Gesetz $pv = \text{const}$ für gesättigten Dampf auch die tatsächlichen Verhältnisse einigermaßen trifft, ist das bei der Verbundmaschine durchaus nicht der Fall, wenn man (ausgehend von dem Füllungspunkt) die dem Gesamtdiagramm umschriebene gleichseitige Hyperbel der Bestimmung des in die Gleichung (8) einzusetzenden p_{red} zugrunde legt und dabei die von ihr umschlossene Fläche mit einem mittleren Völligkeitsgrad multipliziert. Denn der Völligkeitsgrad ist in hohem Grade von der Niederschlagsdifferenz abhängig, die, wie im Anhang 17 gezeigt ist, oft bei ökonomischeren Maschinen kleiner ist als bei weniger ökonomischen. Wenn man aber auf das Diagramm im einzelnen eingeht, verliert das Verfahren mit dem nutzbaren Dampfverbrauch seinen Hauptvorteil, nämlich den, ohne Auftragung eines Diagramms mit Hilfe fertiger Tabellen in einfacher Weise den Dampfverbrauch bestimmen zu können.

Für überhitzten Dampf ist es bei Verbundmaschinen fast unbrauchbar. Bezüglich der Dampfverbrauchsermittlung der Verbundmaschinen sei daher ganz auf das im zweiten Teil dieses Anhanges entwickelte Verfahren verwiesen.

Adiabatischer Dampfverbrauch.

14. Unter adiabatischem Dampfverbrauch werde der Verbrauch verstanden, der sich theoretisch in einer Maschine ohne schädlichen Raum mit einem Diagramm ergibt, das sich zusammensetzt aus einer Volldrucklinie, einer Adiabate, einem senkrechten Druckabfall bis zum Gegendruck und einer horizontalen Ausschublinie bei dem Gegendruck. Die hier gemachten Voraussetzungen sind für die obige Benennung des Verbrauchs weder alle selbstverständlich, noch allgemein gebräuchlich. Es bedarf daher der besonderen Festsetzung, daß in nachfolgendem mit dem Ausdruck adiabatischer Dampfverbrauch oder adiabatischer Arbeit pro 1 kg Dampf diese Voraussetzungen gedanklich zu verbinden sind.

15. Wenn der Druckabfall in besonderen Fällen gleich Null ist (auslaufende Expansion), liegt der Clausius-Rankinesche Prozeß vor, der jedoch als Sonderfall des oben beschriebenen Vorganges angesehen werden möge. Der Vorgang mit Druckabfall (mit abgebrochener Expansion) entspricht (wenigstens für gesättigten Dampf) dem Vergleichsprozeß des Vereins deutscher Ingenieure[1]). Die mit ihm geleistete Arbeit soll

[1]) Ztschr. d. V. d. I. 1899, S. 154; 1900, S. 460; 1900, S. 539 u. 597.

für den Fall einer polytropischen Adiabate im nachfolgenden abgeleitet werden, um dann in besonderer Weise für die Dampfverbrauchsrechnung verwertet zu werden. Die Arbeit, welche mit 1 kg Dampf bei auslaufender Expansion geleistet wird, ist im Anhang 12, Art. 6 angegeben. Die Gleichungen gelten nicht, wenn der Dampf während der Expansion von dem Überhitzungs- in das Sättigungsgebiet übergeht, da sich an der Übergangsstelle der Exponent der Polytrope ändert.

16. Der Einfluß des schädlichen Raumes auf den Dampfverbrauch und die Minderung, welcher dieser Einfluß durch die Kompression erfährt, soll im Gegensatz zu dem Verfahren mit dem nutzbaren Dampfverbrauch bei den Verlusten behandelt werden.

17. Es bezeichne gemäß Fig. 315 bis 317 v_1 das unter dem Volldruck p_1 beschriebene Volumen, ε das Vielfache dieses Volumens, bis zu welchem der Dampf expandiert, p_3 den Druck beim Rückgange des Kolbens (Ausschubgegendruck).

Es ist dann nach Fig. 315 die Expansionsarbeit ohne Gegendruck von dem Anfangsvolumen v_1 bis zu dem Endvolumen εv_1, wenn die Drucke zunächst in kg pro qm statt pro qcm eingeführt werden.

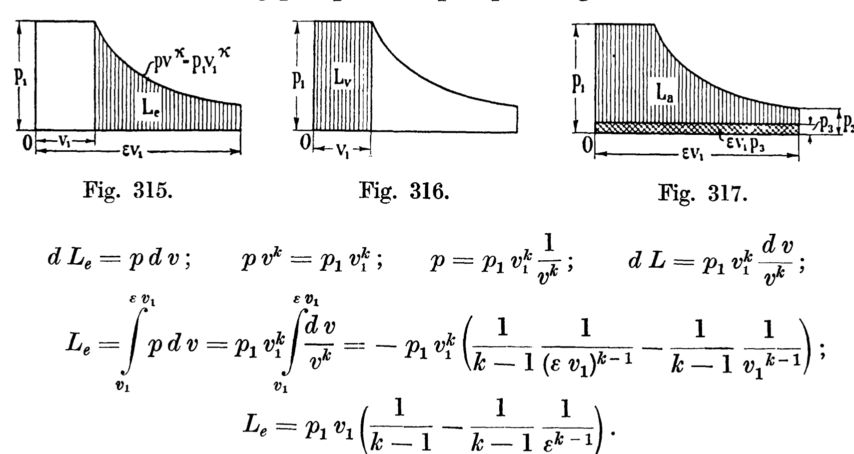


Fig. 315. Fig. 316. Fig. 317.

$$d L_e = p\, d v; \qquad p v^k = p_1 v_1^k; \qquad p = p_1 v_1^k \frac{1}{v^k}; \qquad d L = p_1 v_1^k \frac{d v}{v^k};$$

$$L_e = \int_{v_1}^{\varepsilon v_1} p\, d v = p_1 v_1^k \int_{v_1}^{\varepsilon v_1} \frac{d v}{v^k} = -\, p_1 v_1^k \left(\frac{1}{k-1} \frac{1}{(\varepsilon v_1)^{k-1}} - \frac{1}{k-1} \frac{1}{v_1^{k-1}}\right);$$

$$L_e = p_1 v_1 \left(\frac{1}{k-1} - \frac{1}{k-1} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\right).$$

Hierzu kommt die Volldruckarbeit $L_v = p_1 v_1$ (Fig. 316):

$$L_e + L_e = p_1 v_1 \left(\frac{1}{k-1}\, 1 + 1 - \frac{1}{k-1} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\right);$$

$$L_e + L_v = p_1 v_1 \left(\frac{1}{k-1} - \frac{1}{k-1} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\right). \tag{9}$$

18. Wenn in einer Kolbenmaschine beim Ausschub der konstante Gegendruck p_3 herrscht, während das Volumen εv_1 beschrieben wird, so wird dafür eine Arbeit $\varepsilon v_1 p_3$ verbraucht, entsprechend der in Fig. 317 kreuzweise schraffierten Fläche, welche von der Arbeit der Gleichung (9) in Abzug zu bringen ist, wenn die der senkrecht schraffierten Fläche entsprechende Arbeit L, welche in der Fig. 317 dem Nachfolgenden schon vorgreifend mit L_a bezeichnet ist, gefunden werden soll. Es wird

$$L = p_1 v_1 \left(\frac{k}{k-1} - \frac{1}{k-1} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} - \varepsilon \frac{p_3}{p_1}\right). \tag{10}$$

Versteht man im besonderen unter v_1 das Volumen von 1 kg (das spezifische Volumen) bei dem Eintrittsdruck p_1, so liefert die Gleichung die Arbeit von 1 kg.

19. Es ist für die Gültigkeit der Arbeitsgleichung noch ohne Bedeutung, auf welche Weise das Expansionsgesetz $p v^k = \text{const}$ zustande kommt, ob mit Wärmezufuhr oder Wärmeabfuhr oder adiabatisch; die Gleichung gilt überhaupt für Dämpfe und Gase irgendwelcher Art, die unter dem Einfluß irgendwelcher Ursachen nach dem Gesetz $p v^k = \text{const}$ expandieren.

Adiabatischer Dampfverbrauch bei gesättigtem, anfangs trockenem Dampf.

20. Die Arbeit, welche 1 kg gesättigten, anfangs trockenen Dampfes auf diese Weise leistet, werde mit L_{as}, der Dampfverbrauch einer PS-st mit C_{as} bezeichnet.

Gesättigter anfangs trockener Dampf expandiert adiabatisch bekanntlich nach dem Gesetz $p v^k = \text{const}$ mit dem Exponenten $k = 1{,}135$. Mit Einführung dieses Wertes in die Gleichung erhält man, wenn man das spezifische Volumen des Dampfes bei dem Anfangsdruck mit v_s bezeichnet,

$$L_{as} = p_1 v_s \left(8{,}41 - \frac{7{,}41}{\varepsilon^{0{,}135}} - \varepsilon \frac{p_3}{p_1}\right). \tag{11}$$

21. Um die Beziehung zum mittleren indizierten Druck p_{ia} zu finden, werde die Arbeit ausgedrückt durch das Produkt aus dem Endvolumen und dem mittleren indizierten Druck. Es ist:

$$L_{as} = p_{ia} v_2 \qquad \text{oder} \qquad L_{as} = p_{ia} \varepsilon v_s$$

oder, wenn p_{ia} in kg/qcm statt, wie zunächst vorausgesetzt wurde, in kg/qm eingeführt wird

$$L_{as} = 10\,000\, p_{ia} \varepsilon v_s. \tag{12}$$

Indem L_{as} die von 1 kg Dampf geleistete Arbeit ist, findet man das unter gleichen Voraussetzungen für die Arbeit einer PS-st, d. h. für $75 \cdot 60 \cdot 60 = 270\,000$ kgm erforderlich. Dampfgewicht C_{a3}, indem man 270 000 durch L_{as} teilt

$$C_{as} = \frac{270\,000}{L_{as}} \tag{13}$$

oder mit Einführung des Wertes von L_{as} aus Gleichung (12)

$$C_{as} = \frac{27}{p_{ia}\, \varepsilon\, v_s}. \tag{13a}$$

22. Mit Einführung des Wertes von L_{as} aus Gleichung (11) wird

$$C_{as} = \frac{27}{p_1 v_s \left(8{,}41 - \frac{7{,}41}{\varepsilon^{0{,}135}} - \varepsilon \frac{p_3}{p_1}\right)}. \tag{14}$$

Um die letztere Gleichung für den praktischen Gebrauch geeigneter zu machen und sie teilweise durch eine Tabelle zu ersetzen, werde gesetzt

$$8{,}41 - \frac{7{,}41}{\varepsilon^{0{,}135}} \equiv \beta. \tag{15}$$

Damit wird, wenn man auch hier p_1 in kg/qcm statt in kg/qm einführt,

$$C_{as} = \frac{27}{v_s (\beta p_1 - \varepsilon p_3)}. \tag{14a}$$

23. Werte von β sind für eine Reihe von Werten von ε ausgerechnet und in der Tabelle auf S. 424 zusammengestellt. Mit Hilfe dieser Tabelle läßt sich schnell der adiabatische Dampfverbrauch bestimmen. Er ergibt sich z. B. für $p_1 = 7$ at abs., $p_3 = 0{,}21$ at abs., $\varepsilon = 8$, indem $\beta = 2{,}814$ der Tabelle entnommen wird und v_s in der Eigenschaftstabelle des gesättigten Wasserdampfes S. 318 gleich 0,2786 für p_1 gleich 7 at gefunden wird

$$C_{as} = \frac{27}{0{,}279\,(2{,}814 \cdot 7 - 8 \cdot 0{,}21)} = 5{,}38\,.$$

24. Mit Hilfe der Gleichung (15) sind auch die beiden nachstehenden Tabellen, die erste für Auspuff mit einem Gegendruck von 1,15 at, die zweite für Kondensation mit einem Gegendruck von 0,2 at gerechnet.

Die Treppenlinie gibt die Grenze an, von welcher ab p_2 kleiner als p_3 wird, d. h. ein negativer Spannungsabfall — Schleifenbildung — eintritt.

Die fettgedruckten Dampfverbrauche gelten in der Nachbarschaft derjenigen mittleren indizierten Drucke, welche im Anhang 15, S. 336 empfohlen wurden. In der Tabelle für Maschinen mit Kondensation gelten die links stehenden fettgedruckten Zahlen für einstufige Maschinen (Einzylindermaschinen), die rechts folgenden für Verbundmaschinen.

Werte von C_{as} für Auspuff mit $p_3 = 1{,}15$ at.

p	v_s	$\varepsilon =$ 1	2	3	4	5	6	8	10	12	15
5	0,3820	18,36	11,77	**10,61**	10,51	10,91	11,65				
6	0,3220	17,29	10,93	9,665	**9,32**	9,39	9,69				
7	0,2786	16,57	10,38	9,06	8,61	**8,52**	8,61	9,23			
8	0,2458	15,93	9,99	8,64	8,12	**7,95**	7,93	8,25	8,90		
9	0,2200		9,77	8,33	7,78	**7,55**	7,47	7,61	8,01		
10	0,1993			8,08	7,51	**7,24**	7,12	7,15	7,40		
11	0,1822				7,29	**7,00**	6,85	6,81	6,96	7,25	
12	0,1678					6,82	**6,65**	6,55	6,64	6,84	
13	0,1557						**6,48**	6,34	6,37	6,51	6,87
14	0,1452						**6,33**	6,16	6,16	6,25	6,53
15	0,1360						**6,20**	6,02·	5,98	6,04	6,25

Werte von C_{as} für Maschinen mit Kondensation bei $p_3 = 0{,}2$.
Zu p gehörige v_s-Werte s. unter Auspuff.

p	$\varepsilon =$ 6	8	10	12	15	20	25	30	35	40	50
6	**5,92**	5,49	**5,28**	5,15	5,05	4,99	5,03	5,12			
7	**5,72**	5,37	**5,14**	5,00	4,88	4,79	4,74	4,83	4,91		
8	5,62	**5,25**	**5,03**	4,88	4,75	4,63	4,6	4,61	4,66		
9	5,54	**5,17**	4,94	**4,79**	4,65	4,52	4,46	4,45	4,48		
10	5,48	**5,10**	4,87	4,72	**4,56**	4,42	4,35	4,33	4,34	4,36	
11		5,05	**4,81**	4,66	**4,50**	4,34	4,27	4,23	4,23	4,24	4,30
12		5,00	**4,77**	4,60	**4,44**	4,28	4,20	4,15	4,14	4,14	4,18
13			**4,72**	4,55	4,39	**4,23**	4,13	4,08	4,06	4,05	4,07
14			**4,68**	4,52	4,25	**4,18**	4,08	4,03	3,99	3,98	3,99

Für andere Gegendrucke als 1,15 und 0,20 muß die Rechnung ausgeführt werden. Die Tabelle gibt aber einen schnellen Überblick über die Zunahme des theoretischen Verbrauchs mit der Füllung und über die Minderung desselben mit zunehmendem Eintrittsdruck.

Verfahren des Verfassers bei gegebenem p_i.

25. Entsprechend den im Anhang 15, Art. 5 bis 8 entwickelten Grundsätzen besteht ein Bedürfnis, den Dampfverbrauch für ein gegebenes oder gewolltes p_i zu bestimmen. Die Füllung oder ihr reziproker Wert ε ist zunächst unbekannt und es tritt die Aufgabe auf, für das gewählte p_i der Normalleistung den Dampfverbrauch zu bestimmen.

Ein **Verfahren zur Bestimmung des adiabatischen Dampfverbrauchs bei gegebenem p_i** soll **für gesättigten Dampf** im nachstehenden entwickelt werden (vgl. auch Art. 43 und Voraufgegangenes).

Setzt man die Werte von C_{as} aus Gleichung (13a) und (14a) einander gleich, so erhält man

$$p_{ia}\,\varepsilon\, v_s = v_s\,(\beta\, p_1 - \varepsilon\, p_3)\,,$$

woraus folgt

$$p_{ia} = \frac{\beta}{\varepsilon}\, p_1 - p_3$$

oder

$$\frac{\beta}{\varepsilon} = \frac{p_{ia} + p_3}{p_1}\,. \qquad (16)$$

Da die Größen der rechten Seite der Gleichung durch die Aufgabe gegeben sind, läßt sich $\frac{\beta}{\varepsilon}$ sehr leicht berechnen; z. B. ergibt sich für die Verhältnisse der Hauptaufgabe mit $p_{ia} = 2{,}6$, $p_1 = 7$, $p_3 = 0{,}21$

$$\frac{\beta}{\varepsilon} = 0{,}4014\,.$$

26. Dividiert man die Definitionsgleichung (15) durch ε, so erhält man

$$\frac{\beta}{\varepsilon} = \frac{8{,}41}{\varepsilon} - \frac{7{,}41}{\varepsilon^{1{,}135}}\,. \qquad (17)$$

Um ε aus dem einfach errechenbaren Wert $\frac{\beta}{\varepsilon}$ zu finden, müßte man die Gleichung (17) nach ε auflösen. Die nach ε aufgelöste Gleichung läßt sich aber rechnerisch nicht lösen. Deshalb werde $\frac{\beta}{\varepsilon}$ mit Hilfe der Gleichung (17) für verschiedene Werte von ε berechnet, um die zusammengehörigen Werte von $\frac{\beta}{\varepsilon}$ und ε in einer Tabelle zusammenzutragen, aus welcher dann umgekehrt für gewählte Werte von $\frac{\beta}{\varepsilon}$ die Größen ε, nötigenfalls durch Interpolation, gefunden werden können.

An Stelle der Tabelle kann auch eine die Tabelle ausdrückende Kurve oder eine Funktionsskala aufgestellt und benutzt werden (vgl. auch Anhang 13, Art. 2 bis 6). Eine solche Tabelle und Funktionsskala findet sich auf S. 424. Dort ist auch der Rechnungsgang angegeben, mit dem ε für ein gegebenes p_i gefunden wird.

ε	β	$\frac{\beta}{\varepsilon}$
2,0	1,662	0,831
2,5	1,862	0,745
3,0	2,021	0,674
3,5	2,153	0,615
4,0	2,265	0,566
4,5	2,363	0,525
5,0	2,446	0,489
5,5	2,524	0,459
6	2,593	0,432
7	2,712	0,387
8	2,814	0,351
9	2,902	0,322
10	2,980	0,298
11	3,049	0,277
12	3,112	0,259
13	3,169	0,244
14	3,220	0,230
15	3,269	0,218
16	3,314	0,207
17	3,355	0,197
18	3,395	0,188
19	3,430	0,180
20	3,465	0,173
25	3,612	0,144
30	3,728	0,124
35	3,825	0,109
40	3,907	0,098
45	3,978	0,088
50	4,041	0,0808

Bestimmung von ε aus $\frac{\beta}{\varepsilon}$,

zu Art. 26 und 27 gehörig.

Mit Hilfe der Tabelle findet man z. B. für die Bedingungen der Hauptaufgabe, für die $\frac{\beta}{\varepsilon}$ im Art. 25 gleich 0,4014 gefunden wurde, ε zwischen 6 und 7 liegend.

Man interpoliert zwischen $\frac{\beta}{\varepsilon} = 0{,}432$ und 0,387. Die Differenz von 0,045 verteilt sich auf $7 - 6 = 1$, wenn man $\varepsilon - 6$ mit x bezeichnet, bei linearer Interpolation nach der Proportion

$$(0{,}432 - 0{,}4014) : 0{,}045 = x : 1\,,$$

woraus $x = 0{,}68$ und $\varepsilon = x + 6 = 6{,}68$ gefunden wird.

Bequemer ist wegen der Interpolation die nebenstehende Funktionsskala (vgl. Anhang 13, Art. 2 bis 9). In ihr ist $\frac{\beta}{\varepsilon}$ Maßgröße und ε Teilungsgröße (vgl. Anhang 13, Art. 3). Die Einheit der Maßgröße $\frac{\beta}{\varepsilon}$ ist gleich 300 mm gewählt.

Die Benutzung der Skala zur Ermittlung von ε werde ebenfalls an dem Beispiel der Hauptaufgabe erläutert. Man multipliziert den mit Gleichung (16) gefundenen Wert $\frac{\beta}{\varepsilon}$ mit 300 mm und findet $0{,}4014 \cdot 300$ mm $= 120{,}42$ mm. Dann mißt man mit einem Millimetermaßstab von unten (von dem angekreuzten Teilstrich aus) 120,42 mm und kommt mit Interpolation nach Augenmaß auf Teilstrich 6,63.

Man beachte, um Irrtümer bei den Unterteilen von ε zu vermeiden, daß die Zahlenwerte von ε von oben nach unten zählen, während die $\frac{\beta}{\varepsilon}$-Längen von unten nach oben gemessen werden.

Wenn bei großer Füllung oder bei Maschinen mit Auspuff die Länge der Funktionsskala nicht ausreicht, muß ε, wie oben gezeigt ist, aus der Tabelle mittels Interpolation gefunden werden.

Fig. 318.

27. Für die Verhältnisse der Hauptaufgabe mit $p_i' = 2,6$ ergab sich dort $\varepsilon = 6,63$. Mit Gleichung (13) wird dann C_{as} gefunden, indem v_s nach der Eigenschaftstabelle des gesättigten Wasserdampfes für 7 at gleich 0,279 ist.

$$C_{as} = \frac{27}{0.279} \frac{1}{p_{ia}\,\varepsilon} = 96,9 \frac{1}{p_{ia}\,\varepsilon} = 96,9 \frac{1}{2,6 \cdot 6,63} = 5,62 \text{ kg/PS}_i\,.$$

In gleicher Weise kann man für andere Belastungen (andere p_i) den adiabatischen Dampfverbrauch schnell finden; für $^3/_4$-Belastung, d. h. für $p_i = {^3/_4} \cdot 2,6 = 1,95$ wird (nach Gleichung 16) $\frac{\beta}{\varepsilon} = 0,3086$ und ε mit Hilfe der Funktionsskala $= 9,53$:

$$C_{as} = 96,9 \frac{1}{1,95 \cdot 9,53} = 5,21 \text{ kg/PS}_i\,.$$

Für halbe Belastung ($p_i = 1,3$) wird $\frac{\beta}{\varepsilon} = 0,2157$; $\varepsilon = 15,2$; $C_{as} = 4,90$ kg/PS$_i$. Für die Maximalleistung mit einem $p_i = 3,77$ kg/qcm (Haupttext Art. 23) wird $\frac{\beta}{\varepsilon} = 0,57$; $\varepsilon = 3,98$; $C_{as} = 6,46$.

Hiermit ergibt sich die nachfolgende Tabelle des adiabatischen Verbrauchs für die Maschine der Aufgabe bei Verwendung von gesättigtem Dampf:

Belastung	$^1/_2$	$^3/_4$	normal	maximal
p_i	1,3	1,95	2,6	3,77
C_{as}	4,90	5,21	5,62	6,46

Vergleicht man den für $p_i = 2,6$ gefundenen adiabatischen Dampfverbrauch von 5,62 mit dem im Art. 9 mit dem Gesetz $p\,v = \text{const}$ unter sonst gleichen Bedingungen für den schädlichen Raum Null gefundenen nutzbaren Dampfverbrauch von 4,98, so erkennt man, daß dieser erheblich kleiner ist als der theoretische (vgl. Art. 9 bis 11).

28. Das Verfahren möge noch für eine Verbundmaschine erläutert werden: Der Eintrittsdruck p_1 sei gleich 12 at abs. der Gegendruck im NDZ p_3 sei gleich 0,20 at abs. Wenn p_{red} nach Anhang 15, Art. 6 gleich $1,2 + 0,09\; p_i = 2,28$ at gewählt wird, ist nach Gleichung (16)

$$\frac{\beta}{\varepsilon} = \frac{2,28 + 0,2}{12} = 0,2067\,, \qquad \frac{\beta}{\varepsilon} \cdot 300 = 62,01\,,$$

ε in der Funktionsskala abgelesen ist gleich 16,0, v_s nach der Eigenschaftstabelle des Wasserdampfes gleich 0,168. Hiermit wird

$$C_{as} = \frac{27}{v_s} \frac{1}{p_{\text{red}}\,\varepsilon} = \frac{27}{0,168} \frac{1}{2,28 \cdot 16,0} = 4,41 \text{ kg/PS}_i\text{-st.}$$

Der für Verbundmaschinen in der Tabelle auf S. 422 hervorgehobene Wert bei 12 at ist bei dem in der Tabelle angegebenen, von dem hier gefundenen etwas abweichenden Expansionsgrad ($\varepsilon = 15$ statt 16) gleich 4,44 kg/PS$_i$-st. Die Tabelle ist also, wie sich auch hier zeigt, für schnelle Überschlagsrechnungen recht brauchbar.

Adiabatischer Dampfverbrauch bei überhitztem Dampf.

29. Man könnte daran denken, das vorstehend entwickelte Verfahren auch auf überhitzten Dampf anzuwenden, indem man eine Tabelle und

Funktionsskala für die Größen ε und $\frac{\beta}{\varepsilon}$ mit dem dem überhitzten Dampf zugehörigen Exponenten $\varkappa = 1{,}3$ aufstellt. Man hätte dann in Gleichung (9) an Stelle von v_s nur das spezifische Volumen des überhitzten Dampfes bei dem Eintrittsdruck p einzuführen und käme mit einer einzigen Tabelle und Funktionsskala für alle Überhitzungsgrade aus.

In der Tat wäre das Verfahren anwendbar, wenn der Dampf im betrachteten Gebiet überhitzt bliebe. Er geht aber bei den üblichen Überhitzungen und Expansionsgraden infolge des Wärmeverbrauchs für die Arbeitsverrichtung während der Expansion im allgemeinen in gesättigten Dampf über.

Es wäre nun zwar möglich, das Verfahren bis zum Sättigungspunkt mit dem Exponenten für überhitzten Dampf, von da ab mit dem für gesättigten Dampf durchzuführen; allein dazu wäre die etwas umständliche Feststellung des Sättigungspunktes erforderlich, und damit würde das Verfahren so viel an Einfachheit einbüßen, daß andere Verfahren den Vorzug verdienen.

Weiter unten wird ein Verfahren mit Benutzung des JS-Diagramms von Mollier angegeben werden, das jedoch nicht gestattet, für ein gegebenes oder gewolltes p_{ia} unmittelbar den adiabatischen Dampfverbrauch zu finden.

30. Deshalb werde für überhitzten Dampf zunächst ein

Näherungsverfahren für überhitzten Dampf mit Korrektionsglied

angegeben werden, welches von den mit Hilfe des vorstehenden Verfahrens gefundenen Werten für gesättigten Dampf ausgeht. Die zur Korrektur zu benutzende rechnungsempirische Ersparnisformel (18) gilt mit den angegebenen Konstanten zunächst nur für Maschinen mit Kondensation. Für Auspuffmaschinen und Maschinen mit höherem Gegendruck für Abdampfverwertung muß die Ermittlung anderer Konstanten vorbehalten bleiben und einstweilen auf das zweite Verfahren (Art. 33ff.) verwiesen werden.

Man bestimmt zunächst den adiabatischen Verbrauch C_{as} an gesättigtem Dampf nach Art. 25 bis 28, findet den adiabatischen Wärmeverbrauch W_{as} durch Multiplikation mit dem i'' des Admissionsdampfes und berechnet die Wärmeersparnis durch Überhitzung[1]) in Prozenten mittels der nachfolgenden Ersparnisformel:

$$E = \frac{t_{ü}}{100}\left(2{,}5 + 22\,\frac{p_i - 0{,}3}{p + 10}\,\frac{t_{ü}}{100}\right). \qquad (18)$$

Nach Abzug dieses Prozentsatzes von dem Wärmeverbrauch W_{as} findet man $W_{aü}$ und durch Division durch den Wärmeinhalt i des überhitzten Dampfes den adiabatischen Verbrauch an überhitztem Dampf.

31. Für die Bedingungen der Hauptaufgabe mit $t = 320$; $t_s = 164$ (gemäß Tabelle S. 318 bei 7 at); $t_{ü} = 320 - 164 = 156$ wird:

$$E = \frac{156}{100}\left(2{,}5 + 22\,\frac{2{,}6 - 0{,}3}{7 + 10}\,\frac{156}{100}\right) = 11{,}12\,\%\,.$$

[1]) Die Formel liefert nur die Ersparnis in der verlustlosen Maschine, die man analog den bisherigen Benennungen als adiabatische Ersparnis bezeichnen könnte; die beträchtlichen Ersparnisse durch Verminderung des inneren Wärmeaustauschs bei Verwendung von überhitztem Dampf werden unter den Wärmeverlusten behandelt werden.

Wesentlich geringer ist die Ersparnis bei Maschinen mit hohem Anfangsdruck und weitgehender Expansion (Verbundmaschinen). Für das auf S. 425 gerechnete Beispiel ergibt sich bei einer Temperatur des eintretenden Dampfes von 320° mit t_s entsprechend einem Druck von 12 at $= 186{,}9°$; $t_ü = 320 - 186{,}9 = 133{,}1°$;

$$E = \frac{133{,}1}{100}\left(2{,}5 + 22\,\frac{2{,}28 - 0{,}3}{12 + 10}\,\frac{133{,}1}{100}\right) = 6{,}84\,\%\,.$$

Für den ersten Fall wurde der Dampfverbrauch bei normaler Belastung oben gefunden $C_{as} = 5{,}62$; bei 7 at ist i'' laut Dampftabelle $= 662$. Damit ist der Wärmeverbrauch bei gesättigtem Dampf $W_{as} = 5{,}62 \cdot 662 = 3720{,}4$ WE; hiervon werden bei Überhitzung auf 320° 11,12 % gespart oder $0{,}1112 \cdot 3720{,}4 = 413{,}7$ WE. Der adiabatische Wärmeverbrauch wird also bei Überhitzung auf 320° sein: $W_a = 3720{,}4 - 413{,}7 = 3306{,}7$ WE.

32. Um den Dampfverbrauch zu bestimmen, muß man den Wärmeinhalt i des Dampfes im Überhitzungszustand kennen; man findet ihn, indem man zu dem Wärmeinhalt des gesättigten Dampfes bei 7 at die Überhitzungswärme hinzuzählt. Rechnet man nach Anhang 12 mit einer mittleren spezifischen Wärme von 0,53, so wird:

$$i = i'' + 0{,}53\,(t - t_s) = 662 + 0{,}53 \cdot 156 = 745 \text{ WE}.$$

Der genauere Wert der mittleren spezifischen Wärme kann der Tabelle S. 316 entnommen werden. Man interpoliert für 6 und 8 at je zunächst zwischen 300° und 360° und dann zwischen 6 und 8 at und den gefundenen beiden Werten; man findet $c_{pm} = 0{,}512$ für 7 at und 320°. Damit wird

$$i = 662 + 0{,}512 \cdot 156 = 741{,}9 \text{ WE}.$$

Mit dem letzteren Wert möge gerechnet werden. Dividiert man den adiabatischen Wärmeverbrauch durch den Wärmeinhalt von 1 kg Dampf, so erhält man den adiabatischen Dampfverbrauch:

$$C_a = \frac{3306{,}7}{741{,}9} = 4{,}45 \text{ kg/PS-st gegenüber } C_{as} = 5{,}62 \text{ kg/PS-st}.$$

Maßgebend für die Ökonomie ist natürlich der Wärmeverbrauch 3306,7 gegenüber 3720,4 WE.

Verfahren mit dem JS-Diagramm.

33. Das JS-Diagramm von Mollier[1]) (vgl. Anhang 13) eignet sich besonders für die Berechnung der Arbeitsfähigkeit des Dampfes bei aus-

[1]) Die neue, während der Drucklegung erschienene JS-Tafel von Knoblauch (vgl. die Fußnote auf Seite 319) konnte bei den nachstehenden Beispielen nicht mehr berücksichtigt werden. Doch ist ein verkleinerter und etwas eingeschränkter Abdruck am Ende des Buches als Tafel II beigegeben. Die neue Tafel, welche ebenso aufgebaut ist wie die von Mollier, berücksichtigt die im Laboratorium für technische Physik der Technischen Hochschule in München seit dem Jahre 1906 angestellten ausgedehnten Untersuchungen über die spezifische Wärme des Wasserdampfes und über das Verhalten des Wasserdampfes bei Drucken bis 30 at und ist durch Extrapolation bis auf 60 at erweitert. Die Originaltafel im Maßstab 1 mm gleich 1 Wärmeeinheit reicht über die Grenzen der kleinen Tafel am Ende des Buches noch hinaus.

Das Verfahren mit der neuen Tafel ist genau das gleiche wie mit der Tafel von Mollier. Für das in den Beispielen behandelte Gebiet weichen die Ergebnisse der benutzten alten Tafel von denen der neuen nicht allzustark ab.

laufender Expansion (Expansion bis auf den Druck p_3) und findet daher weitgehende Anwendung für die Berechnung von Dampfturbinen. Es ist jedoch auch verwendbar für Arbeits- und Verbrauchsberechnungen bei abgebrochener Expansion, wie sie bei Kolbendampfmaschinen auftreten. Die auslaufende Expansion kommt hier nur bei geringer Belastung vor.

34. Dieser Fall möge für die Maschine der Aufgabe mit $p_1 = 7$ at, $t = 320$, $p_3 = 0{,}21$ at, zuerst betrachtet werden. Man mißt vom Schnittpunkt der Linien $p = 7$ und $t = 320°$ herab bis zum Gegendruck $p_3 = 0{,}21$ und findet in dem kleinen Diagramm (Fig. 320, S. 429 und in der untenstehenden Teilfigur 319) eine Höhe von 67,8 mm [158,78][1]) oder da 1 mm einer Arbeit von 1000 kgm [427] entspricht, eine Arbeitsfähigkeit von 67 800 kgm [158,78 · 427 = 67 800 kgm]. Der adiabatische Dampfverbrauch ergibt sich daraus nach Art. 44 mit dem thermodynamischen Wirkungskreis $\eta_{td} = 1$

$$\frac{270\,000}{67\,800} = 3{,}98 \text{ kg/PS}_\text{i}\text{-st.}$$

Dies ist der kleinste zwischen den gegebenen Druckgrenzen und der vorausgesetzten Überhitzung eintretende Dampfverbrauch.

Fig. 319.

35. Den hierbei auftretenden mittleren indizierten Druck findet man, indem man sich das Diagramm beschrieben denkt von einer Dampfmaschine von 1 qm Kolbenfläche und solchem Hub, daß der Dampf gerade auf 0,21 at expandiert. Diesen Hub findet man, indem man das Expansionsvolumen aus dem Endzustande des Dampfes, den man in der Tafel am Ende der bis p_3 reichenden Höhe abliest, bestimmt. Man liest ab $x = 0{,}931$, v_s wird der Dampftabelle S. 319 für 0,21 at entnommen gleich 7,48. Nach Gleichung (1) S. 313 ist $v_2 = x\,v_s = 0{,}931 \cdot 7{,}48 = 6{,}96$ cbm. Bei diesem Hubvolumen ist der Hub für eine Kolbenfläche von 1 qm gleich 6,96 m. Aus $F s p_i = 67\,800$ kgm oder $1 \cdot 6{,}96\; p_i = 67\,800$ folgt

$$p_i = \frac{67\,800}{6{,}96} = 9741 \text{ kg/qm} \quad \text{oder} \quad 0{,}9741 \text{ kg/qcm},$$

während p_i bei normaler Leistung $= 2{,}6$ sein soll. Die Maschine ist also bei auslaufender Expansion nur mit 0,374 der normalen Leistung belastet.

36. Statt der Maschine mit den gedachten Abmessungen kann man auch die Maschine mit den wahren Abmessungen, natürlich wie vorher zunächst ohne schädlichen Raum, betrachten. Sie muß nur eine größere Anzahl Hübe machen, um 1 kg Dampf zu verarbeiten und 67 800 kgm zu leisten. Das Hubvolumen der Maschine ist $0{,}6 \cdot 0{,}1363 = 0{,}08178$ cbm (vgl. S. 9 u. 59). Es sind also zur Verarbeitung eines Kilogramms Dampf bei auslaufender Expansion zu beschreiben $6{,}96/0{,}08178 = 85{,}2$ Hübe oder 42,6 Umdrehungen.

[1]) Die in eckige Klammern gesetzten Werte beziehen sich auf Ermittlungen mit der großen *JS*.-Tafel von **Mollier** im Maßstab 1 mm gleich 427 kgm. Die in ihr vom Anfangszustand bis zum Expansionsenddruck gemessene Höhe ist in der Tabelle S. 431 mit h_2' bezeichnet.

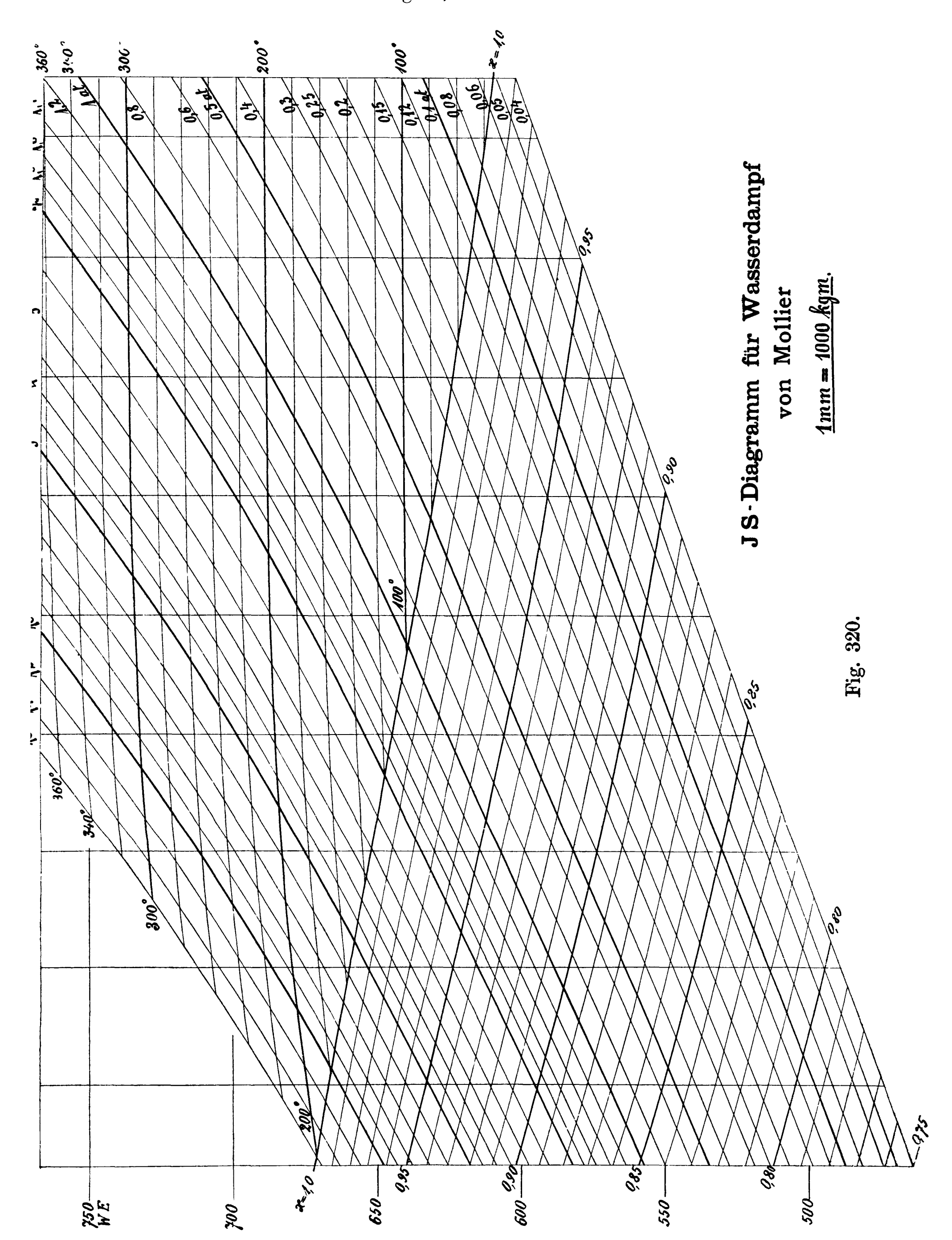


Fig. 320.

37. Man kann aber, wie bemerkt, das JS-Diagramm auch bei abgebrochener Expansion zur Bestimmung des adiabatischen Dampfverbrauchs C_a und des mittleren indizierten Druckes p_i benutzen, wenn der Expansionsenddruck p_2 gegeben oder gewählt ist. Man geht dabei folgendermaßen

vor: Man bestimmt zunächst die Arbeit des in Fig. 321 senkrecht schraffierten Teils des Diagramms wie die eines Diagramms mit auslaufender Expansion und dem Gegendruck p_2 nach dem eben erläuterten Verfahren, liest den Zustand des Dampfes bei dem Druck p_2 ab und berechnet v_2. Die Arbeit des schräg schraffierten Teils des Diagramms ist gleich $v_2 (p_2 - p_3)$.

38. Es sei wie vorher $p = 7$ at, $t = 320°$, $p_3 = 0{,}21$. Es werde gewählt (oder sei gegeben) $p_2 = 0{,}8$ at. Die Adiabate von Anfangszustand $p = 7$, $t = 320$ bis auf $p_2 = 0{,}8$ (vgl. Fig. 319) wird gemessen gleich 47,0 mm [110] entsprechend einer Arbeit von $47 \cdot 1000$ $[110 \cdot 427]$ $= 47\,000$ kgm. Die spezifische Dampfmenge wird bei dem Zustande 2 abgelesen $x = 0{,}994$, entsprechend einer Nässe $1 - x$ von 0,006. v_s ist laut Dampftabelle bei $p_2 = 0{,}8$ gleich 2,1216 cbm/kg, also v_2 nach Gleichung (1) S. 313 gleich $0{,}994 \cdot 2{,}1216 = 2{,}1088$.

Die Arbeit des schräg schraffierten Stückes findet man, indem man $p_2 - p_3 = 0{,}8 - 0{,}21 = 0{,}59$ mit v_2 multipliziert. Da v_2 jedoch in cbm eingeführt ist, muß $p_2 - p_3$ in kg pro qm eingeführt werden, also mit 10 000 multipliziert werden. Es folgt $(p_2 - p_3)\, v_2 = 5900 \cdot 2{,}1088 = 12\,442$. Die Gesamtleistung ist also $L_a = 47\,000 + 12\,442 = 59\,442$ kgm. Der adiabatische Dampfverbrauch für die PS_i-st ergibt sich daraus entsprechend der Gleichung (13) für C_{as} in Art. 21

$$C_a = \frac{270\,000}{59\,442} = 4{,}542 \text{ kg/PS}_i\text{-st}^{1)}.$$

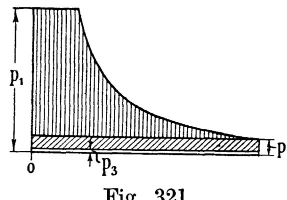


Fig. 321.

Der mittlere indizierte Druck p_i wird gefunden, indem man 59 442 durch 10 000 v_2 oder durch 21 088 dividiert

$$p_i = 2{,}818\,.$$

39. In gleicher Weise kann man die Dampfverbrauche und indizierten Drucke noch für andere Werte von p_2 berechnen, um dann den adiabatischen Dampfverbrauch als Funktion von p_i oder was nach Art. 158 auf das gleiche hinauskommt, als Funktion der indizierten Leistung aufzutragen. Da das Verbrauchsminimum bei auslaufender Expansion eintritt, hat die Kurve für das vorliegende Beispiel bei $p_i = 0{,}9741$ eine horizontale Tangente.

In der nachstehenden Tabelle sind die Ergebnisse der Art. 34 bis 38 für die Expansionsenddrucke $p_2 = 0{,}21$ und 0,8 zusammengetragen und noch die Rechnungsergebnisse für $p_2 = 0{,}4$ und 1,0 hinzugefügt. Das Verfahren ist das gleiche wie in Art. 37 und 38, nur muß man, wenn die Expansion im Überhitzungsgebiet endigt (z. B. für $p_2 = 1$ at), v_2 mit einer Zustandsgleichung für überhitzten Dampf berechnen, wofür hier die einfache Gleichung (2) im Anhang 12 empfohlen sei.

---

[1]) Über die Bestimmung des Dampfverbrauches in der verlustlosen Maschine bei abgebrochener Expansion mit Hilfe des *JS*-Diagramms vgl. auch Schüle, Technische Thermodynamik, Berlin, Julius Springer, Bd. I, Abschn. IV. Schüle behandelt dort den Fall einer Maschine mit schädlichem Raum und Kompression.

Hier soll jedoch der Verlust durch den schädlichen Raum und der teilweise Rückgewinn desselben durch Kompression mehr summarisch zum Zwecke der Vorausschätzung des Dampfverbrauches weiter unten behandelt werden (vgl. Art. 53 bis 65).

$p_1 = 7$ at, $p_3 = 0{,}21$, $t_1 = 320°$.

p_2	h_2'	L_1	x_2 oder t_2	v_s	t_s	v_2	L_2	L_1+L_2	C_a	p_i	$C_a\,p_i$
0,21	158,8	67 800	0,931	7,483	—	6,960	0,000	67800	3,98	0,974	3,88
0,4	136	58 078	0,960	4,060	—	3,897	7 404	65482	4,12	1,680	6,921
0,8	110	47 000	0,994	2,122	—	2,109	12 442	59442	4,54	2,82	12,80
1,0	101	43 127	105°	1,722	99,1°	1,752	13 841	56968	4,74	3,25	15,40

In der letzten Spalte ist noch das Produkt $C_a\,p_i$ angegeben, welches für den weiter unten angegebenen Zweck gebraucht wird (Art. 158).

40. Ganz entsprechend findet die Bestimmung von C_a und p_i bei Auspuffmaschinen und Gegendruckmaschinen statt. Für die letzteren sei noch ein Beispiel gebracht.

Der mittlere Eintrittsdruck betrage 19 at abs. (18 at Überdruck). Der Dampf sei auf 350° überhitzt; die Temperatur beim Eintritt in die Maschine betrage 340°. Die Maschine soll Dampf von 2,5 at Überdruck an eine Leitung für Kochzwecke abliefern. Der Spannungabfall $p_2 - p_3$ am Ende der Expansion betrage 0,5 at. Der Austrittsdrosselverlust werde gleich 0,2 at geschätzt. Dann beträgt der Gegendruck im Zylinder $2{,}5 + 1 + 0{,}2 = 3{,}7$ at abs. und der Expansionsenddruck $3{,}7 + 0{,}5 = 4{,}2$ at abs.

Im *JS*-Diagramm wird die Höhe h vom Anfangszustand $p_1 = 19$ at, $t_1 = 340$ bis zum Expansionsenddruck $p_2 = 4{,}2$ at gemessen (in der großen Mollier-Tafel) gleich 84 mm. Damit ist

$$L_1 = 427 \cdot 84 = 35\,868 \text{ kgm}.$$

Der Dampf ist, wie man aus dem Diagramm erkennt, am Ende der Expansion noch etwas überhitzt. Die Temperatur wird abgelesen gleich 159°. Die Sättigungstemperatur für 4,2 at wird aus der Dampftabelle durch Interpolation gefunden gleich 144,5°; die Übertemperatur ist also $159 - 144{,}5 = 14{,}5°$.

Das spezifische Volumen des gesättigten Dampfes ist bei 4,2 at nach der Dampftabelle gleich 0,4512 m³/kg. Nach Anhang 12, Gleichung (2) ist also

$$v_2 = 0{,}4512 + 0{,}145\,\frac{0{,}51}{4{,}2} = 0{,}4688 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Damit wird

$$L_2 = 0{,}5 \cdot 0{,}4688 \cdot 10\,000 = 2344 \text{ kgm}$$

und

$$L = L_1 + L_2 = 35\,868 + 2344 = 38\,212 \text{ kgm}.$$

$$p_i = \frac{38\,212}{4688} = 8{,}15 \text{ at}; \qquad C_a = \frac{270\,000}{38\,212} = 7{,}07 \text{ kg/PS}_i\text{-st}.$$

Bei Maschinen mit hohem Gegendruck ist der adiabatische Dampfverbrauch für abgebrochene Expansion, wenn der Spannungsabfall nicht allzu groß ist, nur wenig größer als bei auf Gegendruck auslaufender Expansion. Man erhält daher (im Gegensatz zu Maschinen mit Kondensation, bei welchen diese Annäherung nicht zulässig ist) den Dampfverbrauch für abgebrochene Expansion näherungsweise, indem man im *JS*-Diagramm bis auf den Gegendruck (bei vorstehendem Beispiel also

bis auf 3,7 at) herabmißt und 270000 durch die gefundene Arbeit teilt. Für die Bestimmung von p_i ist ein ähnliches Näherungsverfahren jedoch nicht anwendbar.

Es kann bei veränderlicher Füllung auch vorkommen, daß p_2 kleiner als p_3 wird, daß also im pv-Diagramm eine Schleife entsteht. Der Fall tritt bei Auspuffmaschinen und Gegendruckmaschinen eher ein als bei Maschinen mit Kondensation; $p_2 - p_3$ und damit auch die Arbeit L_2 wird negativ. Die Rechnung ist ganz die gleiche wie sie im Artikel 39 bis 41 erläutert ist.

Man wird für Maschinen, bei welchen Expansionsenddrucke kleiner als der Gegendruck betriebsmäßig zu erwarten sind, die Verbrauchs- und Arbeitstabelle auch in das Gebiet der negativen Arbeiten L_2 ausdehnen. Der adiabatische Dampfverbrauch, der für $p_2 = p_3$ ein Minimum wird, steigt bei weiterem Abnehmen von p_2 wieder (vgl. Art. 160).

41. Das in Art. 37 bis 40 erläuterte Verfahren gestattet, das Verbrauchsgesetz $C_a = f(p_i)$ zu bestimmen und nach Auftragung der Kurve für ein bestimmtes p_i auch den zugehörigen Dampfverbrauch C_a zu finden. Es ist aber nicht möglich, ohne Berechnung mehrerer zusammengehöriger Werte für ein gewolltes p_i den Dampfverbrauch zu ermitteln, wie das mit dem im Art. 25 bis 28 entwickelten Verfahren für gesättigten Dampf möglich ist.

Wenn man ohne das Verbrauchsgesetz vollständig festzustellen den zu einem gewollten p_i, insbesondere zu dem p_i der Normalleistung, gehörigen adiabatischen Dampfverbrauch finden will, muß man p_2 schon so wählen, daß man einigermaßen in die Nähe des gewollten p_i kommt. Dazu mögen die folgenden Faustformeln dienen, welche bei normalen Überhitzungen und Gegendrucken ungefähr zu den auf S. 336 für die Normalleistung als passend angegebenen Werten von p_i führen.

Bei etwa 300° und einem Gegendruck $p_3 = 0{,}20$ at gilt

für Maschinen mit Kondensation

für Einzylindermaschinen

$$p_2 = \frac{p_1}{30} + 0{,}5$$

für Zweiverbundmaschinen

$$p_2 = \frac{p_1}{80} + 0{,}36$$

für Einzylinder-Auspuffmaschinen mit $p_3 = 1{,}15$ gilt

$$p_2 = \frac{p_1}{20} + 0{,}9\,.$$

42. Beispiel. Verbundmaschine $p_1 = 12$ at, $t = 300°$, $p_3 = 0{,}2$. Nach der obigen Formel wird $p_2 = 0{,}51$. Man findet durch Ausmaß von 12 at und 300° bis $p_2 = 0{,}51$ im JS-Diagramm zunächst $L_1 = 60\,500$ kgm und liest die spezifische Dampfmenge x ab gleich 0,92 ab. v_s findet man für $p_2 = 0{,}51$ at durch Interpolation in der Dampftabelle gleich 3,242 cbm/kg. Damit ergibt sich $v_2 = 0{,}92 \cdot 3{,}242 = 2{,}98$ cbm/kg. Die Gesamtarbeit von 1 kg Dampf ist also $60\,500 + 2{,}98 \cdot 10\,000\ (0{,}51 - 0{,}2) = 69\,738$ und der indizierte Druck $= \frac{69\,738}{29\,800} = 2{,}34$ at.

Man kann es nun bei dem gefundenen Wert 2,34 bewenden lassen oder eine Korrekturrechnung vornehmen, durch die das gewollte p_{red} z. B. das

in Anhang 15, Art. 6 empfohlene gleich $1{,}2 + 0{,}09\ p_1 = 1{,}2 + 1{,}08 = 2{,}28$ statt 2,34 erreicht wird. Man findet ohne solche Korrekturrechnungen

$$C_a = \frac{270\,000}{69\,738} = 3{,}8716 \text{ kg/PS}_i .$$

In der Nähe der Normalleistung weichen die Dampfverbrauche pro PS_i nicht allzusehr voneinander ab, so daß man bei mäßigen Abweichungen des gefundenen p_i von dem gewollten die Korrekturrechnung für den Dampfverbrauch nicht durchzuführen braucht. Sonst berechne man p_i und C_a für den nächsten glatten Nachbarwert von p_2 (im vorliegenden Falle also für $p_2 = 0{,}50$) und interpoliere oder extrapoliere.

Der Wärmeverbrauch ergibt sich für obiges Beispiel mit $p_2 = 0{,}51$ und $p_i = 2{,}34$, indem $i = 668{,}1 + (300 - 189{,}9) \cdot 0{,}548 = 728{,}4$ ist, $W_a = 3{,}8716 \cdot 728{,}4 = 2821{,}8$ WE.

Die obigen für den Expansionsdruck p_2 empfohlenen Werte gelten für das theoretische Diagramm, nicht etwa für das wahre. Dieses hat bei gleichem p_i, wie es den weiteren Rechnungen zugrunde liegt, ein höheres p_2 wegen des flacheren Verlaufs der Expansionslinie.

43. Das Verfahren Art. 33 bis 39 ist auch für gesättigten Dampf anwendbar. Man hat für ihn im JS-Diagramm von dem Schnittpunkt der Linie

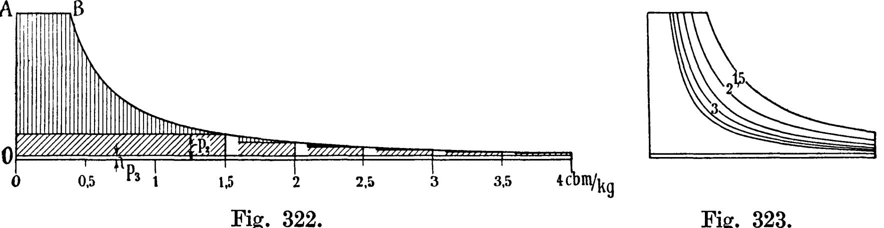


Fig. 322. Fig. 323.

des Eintrittsdruckes mit der Sättigungslinie bis zum Druck p_2 herabzugehen und im übrigen ebenso zu verfahren wie bei überhitztem Dampf. Wenn man ohnehin das Verbrauchsgesetz bestimmen will, ist das Verfahren nicht viel umständlicher als das in Art. 25 bis 28 entwickelte. Für ein einzelnes gewolltes p_i wird man sich jedoch des letzteren bedienen, das eigens für diesen Zweck abgeleitet ist.

In Fig. 322 ist noch gezeigt, wie sich für gleichgroßes eintretendes Dampfgewicht die Arbeit mit zunehmendem Endvolumen vergrößert, der mittlere indizierte Druck verkleinert. Wenn die bis 1,5 bzw. 2 bzw. 2,5 bzw. 3 bzw. 3,5 und 4 reichenden Dampfdiagramme mit OA als Nullinie auf das gleiche Volumen verkürzt, so entsteht Fig. 323, welche den Verhältnissen einer Kolbendampfmaschine mit veränderlicher Füllung entspricht, indem bei ihr das Endvolumen unveränderlich ist. Das eingetretene Dampfgewicht verkleinert sich dabei entsprechend der Verkürzung.

Bei der Verkürzung vermindern sich die eingetretenen Dampfgewichte entsprechend der verschiedenen Füllungen in gleichem Verhältnis wie die Arbeitsflächen; der Dampfverbrauch für die Arbeitseinheit bleibt also für verschiedene Expansionsgrade in beiden Fällen je derselbe.

44. Die in den Art. 14 bis 43 behandelten Verfahren gestatten nicht nur den adiabatischen Dampfverbrauch für die PS_i-st, sondern auch den mittleren indizierten Druck zu finden.

Durch veränderte Wahl des Eintrittsdruckes p_1 kann man einerseits leicht den wirtschaftlichen Gewinn einer Drucksteigerung für die verlustlose Maschine mit abgebrochener Expansion, andererseits durch Ermittlung von p_i das Verhältnis

$$(p_1 - p_3) : p_i$$

ermitteln, welches für eine bestimmte Kolbengeschwindigkeit die Kräfte in der Maschine im Vergleich zu ihrer Leistung zum Ausdruck bringt. Das im Anhang 15, Art. 1 gesagte hat z. T. auch hier Geltung. Das Triebwerk und Gestell der Maschine werden, auf die Leistungseinheit bezogen, um so schwerer, je größer dieses Verhältnis ist. Es steigt mit zunehmendem Eintrittsdruck. Untersuchungen dieser Art sind also, wenn man zunächst von dem unsicheren Einfluß des Eintrittsdruckes auf die Austauschverluste absieht, geeignet, die

Frage des zweckmäßigen Eintrittsdruckes

zu untersuchen. Bei den üblichen Eintrittsdrucken ist das Verhältnis $(p_1 - p_3) : p_i$; für die Normalleistung, bei Einzylindermaschinen mit Kondensation etwa gleich 2,8 bis 3, bei Einzylindermaschinen mit Auspuff gleich 2,4 bis 2,6.

Bei Verbundmaschinen liegen die Bedingungen, wie im Anhang 17, Art. 21 bis 24, gezeigt ist, günstiger. Trotz höherer Eintrittsdrucke und weitergetriebener Expansion ist das Verhältnis der größten Triebwerkskraft zur Leistungskraft $F_n p_{\text{red}}$ ein günstigeres als bei Einzylindermaschinen.

Besonders bei Maschinen mit Kondensation, sowohl einstufigen Maschinen wie Verbundmaschinen, verzichtet man durch frühzeitiges Abbrechen der Expansion bei Maschinen gleicher Art auf einen um so größeren Teil der möglichen Expansionsarbeit, je größer der Eintrittsdruck ist, um damit das sonst entstehende Mißverhältnis zwischen Triebwerkskräften und Leistung zu mildern. Dieser Grundsatz kommt sowohl in den Füllungsregeln wie in den Wahlwerten für p_i im Anhang 15, Art. 3 bis 6, zum Ausdruck. Durch diesen zur Einschränkung des baulichen Aufwandes notwendigen Verzicht wird der durch den höheren Druck allein erreichte Gewinn wieder erheblich herabgedrückt (vgl. auch Anhang 17, Art. 23, Absatz 1).

Die Untersuchungen über den durch Anwendung höherer Eintrittsdrucke möglichen adiabatischen Gewinn und die Veränderungen der spezifischen, d. h. auf die Leistungseinheit bezogenen Triebwerkskräfte lassen sich natürlich auch, und zwar im einzelnen genauer, mit dem pv-Diagramm durchführen.

Für eine zweckmäßige Wahl des Eintrittsdruckes, welche den wärmewirtschaftlichen Gewinn höherer Eintrittsdrucke und den baulichen Mehraufwand und seine Verzinsung in das richtige Verhältnis setzt, muß noch der Einfluß des hohen Druckes auf die Verluste, insbesondere die Austauschverluste, berücksichtigt werden (vgl. Art. 144 und 145).

Die Frage der Vergleichmäßigung der Triebwerkskräfte durch die Wirkung der hin und her gehenden Massen sowie die Möglichkeit, die damit erreichte Entlastung bei der Triebwerksbemessung in Rechnung zu stellen, ist im Art. 33 bis 37 des Haupttextes erörtert. Wenn der Beschleunigungsabzug bei der Triebwerksbemessung teilweise gestattet wird, kommt man auf höhere zulässige Eintrittsdrucke.

Auf Grund von Überlegungen der vorstehenden Art und durch vergleichende zahlenmäßige Rechnungen über den baulichen Aufwand bei verschieden hohen Eintrittsdrucken und den wärmewirtschaftlichen Gewinn derselben haben sich gewisse Normalwerte für die Eintrittsdrucke der verschiedenen Maschinengattungen herausgebildet, die wohl noch in besonderen Fällen einer Nachprüfung bedürfen können, aber immerhin ein hohes Maß von sachlichen Überlegungen und Erfahrungen unter gleichzeitiger Berücksichtigung der theoretischen Forderungen verkörpern.

Diese Normalwerte für die Eintrittsdrucke haben für Kolbendampfmaschinen, soweit sie nicht mit erhöhtem Gegendruck für Abwärmeverwertung arbeiten, in den letzten 25 Jahren keine wesentliche Steigerung erfahren. Nur bei Einzylindermaschinen mit Kondensation ist man unter äußerster Einschränkung des schädlichen Raumes und unter Anwendung hoher Überhitzung mit dem Eintrittsdruck hinaufgegangen, angeregt durch die Erfolge der mit hohem Eintrittsdruck arbeitenden Gleichstrommaschine.

Der mittlere Eintrittsdruck im Sinne des Anhanges 14, Art. 16, beträgt absolut gerechnet bei:

Einzylindermaschinen mit Auspuff	10 bis 13
Einzylindermaschinen mit Kondensation	7 bis 10
Einzylindermaschinen mit Kondensation bei hoher Überhitzung	9 bis 12
zweistufigen Verbundmaschinen (vgl. auch Haupttext Art. 337)	9 bis 13
dreistufigen Verbundmaschinen	12 bis 15

Bei hoher Überhitzung werden die Eintrittsdrucke im allgemeinen höher gewählt als bei geringer und als bei gesättigtem Dampf.

Der Aufsatz von O. H. Hartmann, Hochdruckdampf bis zu 60 at, in der Ztschr. d. V. d. I. 1921, S. 663, 713 usw., hat in weiten Kreisen der Ingenieure die Meinung hervorgerufen, daß eine Ära starker Steigerung der Eintrittsdrucke für Kolbendampfmaschinen aller Art anbreche. Man muß indes beachten, daß die in dem Vortrag mitgeteilten, sehr bedeutsamen Erfolge nur auf dem Gebiet der mehrstufigen Dampfmaschinen mit Zwischenüberhitzung errungen wurden. Es scheint aber sehr fraglich, ob bei normalen Einzylindermaschinen und bei zweistufigen Verbundmaschinen mit Kondensation ohne Zwischenüberhitzung ein Hinausgehen über die bisher üblichen Eintrittsdrucke bei Beachtung aller oben erörterter Rücksichten Nutzen bringen wird.

Man darf es auch nicht ohne weiteres als einen Fortschritt erblicken, wenn gelegentlich durch Anwendung höheren Eintrittsdruckes und weitergetriebener Expansion ein besonders niedriger Wärmeverbrauch erzielt ist, sofern nicht gleichzeitig der Nachweis erbracht ist, daß der bauliche Aufwand in einem angemessenen Verhältnis zu der Wärmeersparnis steht und Aussicht vorhanden ist, daß die ausführende Firma mit Maschinen dieser Art dauernd am Markte bleiben kann. Es sind auch schon zu Propagandazwecken Maschinen mit außergewöhnlichen Verhältnissen gebaut.

Eine besondere Stellung nehmen die Gegendruckmaschinen ein. Bei ihnen ist das Verhältnis der größten Triebwerkskraft zur Leistungskraft auch bei hohen Eintrittsdrucken noch günstig. Bei dem im Art. 40 berechneten Beispiel ergibt sich das Verhältnis mit einem Eintrittsdruck von 19 at abs. nur gleich 1,88. Man hätte also, vorbehaltlich genauerer

Nachprüfung mit dem pv-Diagramm, noch über den gewählten Eintrittsdruck von 19 at hinausgehen dürfen, ohne ein im Vergleich zur Leistung zu starkes Triebwerk zu erhalten.

Die Erkenntnis, daß man bei hohen Gegendrucken sehr hohe Eintrittsdrucke anwenden darf, ist schon älter, und die chemische Großindustrie, die häufig mit Abdampfdrucken von 3 bis 4 at Überdruck arbeitet, ist mit den Eintrittsdrucken immer weiter hinaufgegangen, wenn auch aus Rücksicht auf die Entwicklung des Kesselbaues und die an ihm mit höheren Drucken zu machenden Erfahrungen, mit vorsichtiger Zurückhaltung. Für die Dampfmaschine mit hohem Gegendruck bietet die Anwendung hoher Eintrittsdrucke bei sorgfältiger, den hohen Drucken angepaßter Durchbildung der Stopfbuchse kaum Schwierigkeiten (über Wärmeverluste vgl. Art. 145). Ende der Einschaltung über den Eintrittsdruck.

45. Entsprechend Art. 14 und 15 ist bisher der sich bei abgebrochener Expansion mit einem Druckabfall $p_2 - p_3$ ergebende Dampfverbrauch behandelt. Der Ausfall an Arbeit, welcher durch die nicht voll ausgenutzte Expansion entsteht, ist hier also nicht als Verlust gerechnet, sondern als eine Eigenart des Arbeitsvorganges in der Kolbendampfmaschine betrachtet.

Man benutzt jedoch, besonders seit Einführung des JS-Diagrammes, auch bei Kolbendampfmaschinen zur Bestimmung des wahren Dampfverbrauchs einschließlich aller Verluste vielfach die bei auslaufender Expansion geleistete Arbeit, indem man sie mit dem **thermodynamischen Wirkungsgrad** multipliziert, für den man Erfahrungswerte benutzt, ganz wie das bei Dampfturbinen üblich ist. Solche Erfahrungswerte sind für Kolbendampfmaschinen in der letzten Spalte der Tabelle auf S. 483 angegeben.

Man versteht bekanntlich unter thermodynamischem Wirkungsgrad (der auch indizierter Wirkungsgrad genannt wird) das Verhältnis der mit 1 kg Dampf praktisch geleisteten indizierten Arbeit L_i zu der adiabatisch bei auslaufender Expansion[1]), d. h. im Clausius-Rankine-Prozeß erreichbaren Arbeit, vgl. auch S. 317 und 318. Bezeichnet man die letztere mit L_{ao} und den entsprechenden Dampfverbrauch pro PS_i-st mit C_{ao}, so ist der thermodynamische Wirkungsgrad η_{td} festgelegt durch die Gleichungen

$$\eta_{td} = \frac{L_i}{L_{ao}} \qquad \text{oder} \qquad \eta_{td} = \frac{C_{ao}}{C_i}, \tag{19}$$

wobei L_i und C_i sowie L_{ao} und C_{ao} durch die Gleichungen verbunden sind.

$$C_i = \frac{270\,000}{L_i} \qquad \text{und} \qquad C_{ao} = \frac{270\,000}{L_{ao}} \tag{20}$$

(vgl. Art. 21). Wenn man also den thermodynamischen Wirkungsgrad für eine bestimmte Art von Maschinen kennt, so findet man

$$L_i = \eta_{td}\, L_{ao} \qquad \text{oder} \qquad C_i = \frac{1}{\eta_{td}}\,\frac{270\,000}{L_{ao}} \tag{21}$$

---

[1]) Als Gegendruck wird hierbei nicht der Ausschubgegendruck im Zylinder, sondern der um die Strömungswiderstände beim Austritt niedrigere Druck im Ausblaseraum eingeführt, also bei Maschinen mit Kondensation der Druck im Kondensator, bei Maschinen mit Auspuff der Druck der Atmosphäre, bei Gegendruckmaschinen der Druck im Gegendruckraum.

oder, wenn man die im JS-Diagramm vom Anfangszustand bis zum Druck im Ausblaseraum in Millimeter gemessene Höhe mit h_0' bezeichnet, bei dem üblichen Maßstab des JS-Diagramms von 1 mm gleich 427 kgm

$$C_i = \frac{1}{\eta_{td}} \frac{270\,000}{427\, h_0'}. \qquad (22)$$

Ohne auf die vielumstrittene Frage, welcher der beiden Vergleichsprozesse, der mit auslaufender Expansion oder der mit abgebrochener, der geeignetere ist, hier einzugehen, muß ausgesprochen werden, daß **für die Gewinnung und Verwertung von Erfahrungswerten für die in Kolbendampfmaschinen auftretenden Verluste** nur der abgebrochene Prozeß in Frage kommt. Denn bei dem auslaufenden werden die theoretisch genau bestimmbaren Verluste der unvollkommenen Expansion mit den unsicheren anderen Verlusten zusammengeworfen.

Es ist aber für die Gewinnung und Benutzung von Erfahrungswerten wichtig, die theoretisch ermittelbaren Verluste von den versuchsmäßig festzustellenden, insbesondere den Verlusten durch inneren Wärmeaustausch, zu trennen, um die an verschiedenen Maschinen gewonnenen Ergebnisse richtig deuten zu können und sie für entworfene Maschinen unter Berücksichtigung ihrer besonderen Verhältnisse zur Vorausberechnung des Dampfverbrauchs verwerten zu können.

46. Kennzeichnend für die Unzweckmäßigkeit der Zusammenwerfung der ungleichen Verlustarten ist auch die Tatsache, daß der thermodynamische Wirkungsgrad von Auspuffmaschinen sehr viel günstiger ist als der von Maschinen mit Kondensation und derjenige von Maschinen mit hohem Gegendruck wieder günstiger als derjenige von Auspuffmaschinen, daß also die wirtschaftlich ungünstigeren Maschinenarten die besseren thermodynamischen Wirkungsgrade aufweisen. Das liegt — im pv-Diagramm gesprochen — daran, daß die Expansionslinie um so flacher in die Gegendrucklinie einmündet, je niedriger der Gegendruck ist, und daß infolgedessen bei gleichem Spannungsabfall der Arbeitsverlust durch die abgebrochene Expansion um so größer ist, je niedriger der Gegendruck ist. Durch die Zusammenwerfung dieser ungleich großen, verfolgbaren Verluste mit den anderen, wird dann die Verwertung der bei einer Maschinenart gewonnenen Erfahrungen für eine andere Maschinenart erschwert. Die Rechnungsweise mit dem thermodynamischen Wirkungsgrad kann den Dampfverbrauch einschließlich der Verluste natürlich nur ganz roh und nur für Maschinen liefern, die von der mit bekanntem Wirkungsgrad wenig abweichen. Für genauere Verlustbestimmung müssen die besonderen Verhältnisse der Maschinen im einzelnen berücksichtigt werden.

47. Mit dem thermodynamischen Wirkungsgrad darf man ja nicht den thermischen Wirkungsgrad verwechseln, der zum Vergleich der Dampfmaschine mit anderen Kraftmaschinen dient. Unter thermischem Wirkungsgrad versteht man bekanntlich das Verhältnis der wirklich gewonnenen Arbeit zum Arbeitswert der aufgewendeten Wärme. Er ist nur ein kleiner Bruchteil des thermodynamischen Wirkungsgrades und beträgt z. B. bei großen Dampfturbinen mit einem thermodynamischen Wirkungsgrad von 72% nur etwa 22%, ohne die Kesselverluste gerechnet, mit welchen er bei Voraussetzung eines guten Kesselwirkungsgrades auf 18% herabsinkt.

Verluste.

48. Die Verluste im Zylinder der Dampfmaschine werden zweckmäßig eingeteilt in **sichtbare Verluste** und **unsichtbare Verluste.** Die sichtbaren sind diejenigen, welche aus dem Arbeitsdiagramm ohne Verbrauchsmessung ersehen werden können. Die unsichtbaren Verluste bedürfen zu ihrer Feststellung einer Verbrauchsmessung und sind im Gegensatz zu den sichtbaren, welche eine Spezialisierung gestatten, nur summarisch feststellbar (vgl. Art. 67).

49. Für die Inrechnungstellung der Verluste beim schrittweisen Übergang von der verlustlosen Maschine zu der Maschine mit Verlusten bestehen der Form nach zwei Möglichkeiten: Man kann die Arbeitsverminderung betrachten, welche bei gleichem wirklich eingetretenem Dampfgewicht durch die Verluste entstehen, oder man kann diejenige Vergrößerung des einzulassenden Dampfgewichtes bestimmen und als Verlust bezeichnen, welche erforderlich ist, um in der verlustbehafteten Maschine die gleiche Arbeit oder, was auf dasselbe hinauskommt, das gleiche p_i zu erreichen wie in der verlustlosen. Beide Formen der Verluste decken sich zahlenmäßig nicht, die letztere Form gibt bei den üblichen Größen der Normalleistung für diese etwas größere Werte.

50. Bei den sichtbaren Verlusten scheint die erstere Form die natürlichere, bei den unsichtbaren ist die zweite Form mehr zu empfehlen. Mit Rücksicht auf die im Anhang 15 empfohlene und in diesem Werk fast ausschließlich zur Anwendung gebrachten Wahl eines für die normale Leistung geeigneten indizierten Drucke an Stelle einer bestimmten Füllung werde die zweite Form gewählt. Es müssen daher die in der ersten Form gefundenen sichtbaren Verluste auf die zweite umgerechnet, d. h. für die Normalleistung etwas vergrößert werden.

Das Festhalten an einem bestimmten indizierten Drucke bei der schrittweisen Einführung der Verluste wird sich auch bei Feststellung des Verlustgesetzes (Art. 157 bis 175) als vorteilhaft erweisen.

Völligkeitsverluste.

51. Die Völligkeitsverluste gehören zu den sichtbaren Verlusten. Bei Maschinen mit einstufiger Expansion (Einzylindermaschinen) sind die Völligkeitsverluste nicht erheblich. Für die rechnungsmäßig einzuführende Größe derselben kommt es sehr darauf an, wie der Eintrittsdruck definiert ist. Bei der im Anhang 14 und überhaupt in diesem Werke gewählten Definition des Eintrittsdruckes und der Füllung ist der Eintrittsdrosselverlust bei der Völligkeitsberechnung gar nicht in Rechnung zu stellen. Es sind dann bei Einzylindermaschinen[1]) nur die Verluste durch den Voreintritt und den Voraustritt sowie der (bei richtiger Bemessung der Vorausströmung sehr kleine) Verlust beim Übergang der Druckabfallinie

[1]) Bei Verbundmaschinen möge der Völligkeitsverlust und Völligkeitsgrad in dieser Abhandlung ähnlich wie bei einstufigen Kolbenmaschinen definiert und nicht so weit gefaßt werden wie im Anhang 17 und wie sonst in der Literatur. Es tritt zu den oben angeführten Verlusten noch hinzu der Übertrittsdrosselverlust (Sperrverlust) und der Verlust durch unvollständige Expansion im HDZ.

Die durch die Differenz der Kompressionsreste und durch die Niederschlagsdifferenz eintretenden Arbeitsflächenverluste mögen hier nicht als Völligkeitsverluste angesehen werden. Letztere hängen ja, wie im Anhang 17, Art. 8 bis 12, gezeigt ist, aufs engste mit den Austauschverlusten zusammen.

in die Ausschublinie kurz nach dem Hubwechsel als Abzug von der Fläche des theoretischen Diagramms einzuführen.

52. Bei der Hauptaufgabe wurde der Völligkeitsverlust für die Normalleistung der Maschine gleich 2% in Rechnung gestellt, d. h. der Völligkeitsgrad gleich 0,98 angenommen. Bezeichnet man den Völligkeitsgrad oder bei Einzylindermaschinen das Verhältnis der Fläche des durch die obigen Einflüsse abgerundeten Diagramms zu der des scharfeckigen Diagramms mit u, so sind die Völligkeitsverluste in Teilen des scharfeckigen Diagramms gleich $1 - u$. Der Mehraufwand von Dampf zur Deckung der Verluste ist nach Art. 50 etwas größer und werde gleich dem 1,25fachen geschätzt. Es ist dann:

$$C_u = 1{,}25\,(1 - u)\,, \tag{23}$$

worin C_u die zur Deckung der Völligkeitsverluste erforderliche Dampfmenge ist. Bei $u = 0{,}98$ würde also $C_u = 0{,}025\ C_a$ sein.

Verluste durch den schädlichen oder toten Raum. Wirkung der Kompression auf die sichtbaren Verluste.

53. Diese Verluste gehören mit der nachfolgenden Einschränkung auch noch zu den sichtbaren Verlusten, weil sie ohne Verbrauchsversuch aus dem Diagramm entnommen werden können.

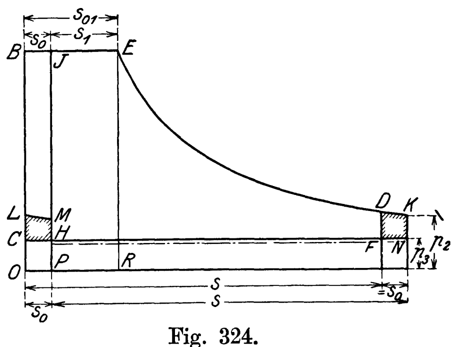


Fig. 324.

Es sollen hier nur die Verluste besprochen werden, welche der tote Raum als solcher verursacht, nicht die, welche durch die ihn umgebenden schädlichen Flächen entstehen. Die letzteren Verluste werden, da sie zu den unsichtbaren gehören, weiter unten besonders behandelt werden. Es möge, um den Unterschied beider klarer hervorzuheben, vom **Raumschaden** und **Flächenschaden** des schädlichen Raumes gesprochen werden.

Der Raumschaden kann bekanntlich durch Anwendung einer Kompression von angemessener Höhe vermindert werden. Zunächst soll der Verlust durch den schädlichen Raum ohne Anwendung der Kompression in der sonst verlustlosen Maschine betrachtet werden und weiter hinten dann der Einfluß der Kompression erläutert werden.

54. Es sei $CBEDFC$ Fig. 324 das Diagramm einer verlustlosen Maschine mit abgebrochener Expansion ohne schädlichen Raum. Mit ihr soll eine Maschine mit schädlichem Raum von gleichem Hubraum verglichen werden. Die auf die Kolbenfläche reduzierte Größe des schädlichen Raumes werde mit s_0 bezeichnet.

Der schädliche Raum werde nicht (wie es das nächstliegende wäre) von O aus nach links abgetragen, sondern in den Hubraum der Maschine ohne schädlichen Raum hinein bis P nach rechts. Dabei geht vom Hub die Länge s_0 verloren. Diese Länge ist zur Erhaltung des Hubes unter Verlängerung der Expansionslinie am rechten Ende des bisherigen Diagramms hinzuzufügen, oder mit anderen Worten, die Hublänge ist als Ganzes um den Betrag s_0 nach rechts zu verschieben. Es entsteht das Diagramm $HJEKNH$.

Die arbeitende Dampfmenge ist die gleiche wie vorher; sie wird durch die Länge BE oder auch durch das Rechteck $OBER$ dargestellt. Ebenso decken sich die beiden Expansionslinien, da beide Diagramme den gleichen Raum- und Drucknullpunkt O haben.

Die Arbeitsfläche des Diagramms der Maschine mit schädlichem Raum ist aber um das Rechteck $CBJH$ kleiner und um die Fläche $FDKN$ größer als die Arbeitsfläche der Maschine ohne schädlichen Raum. Denkt man sich die Fläche $FDKN$ in den schädlichen Raum verlegt, so stellt die Fläche $LBJML$ die durch den schädlichen Raum verlorene Arbeit dar.

55. Um für das vorstehende Ergebnis einen einfachen analytischen Ausdruck zu erhalten, kann folgende Entwicklung benutzt werden.

Bezeichnet man mit A_o die Arbeit der Maschine ohne schädlichen Raum, mit A die Arbeit der Maschine mit schädlichem Raum, aber noch ohne Kompression, so ist, wenn man an Stelle der mittleren Höhe der Fläche $CLMH$ näherungsweise die Endhöhe $HM = p_2 - p_3$ einführt

$$A = A_o - (p_1 - p_3)\, s_o + (p_2 - p_3)\, s_o, \qquad A = A_o - (p_1 - p_2)\, s_o$$

oder, indem man die Gleichung durch s dividiert und die verhältnismäßige Größe $\frac{s_o}{s}$ des schädlichen Raumes wie früher (vgl. Anhang 16, Art. 6) mit m bezeichnet,

$$\frac{A}{s} = \frac{A_o}{s} - (p_1 - p_2)\, m.$$

$\frac{A}{s}$ ist gleich p_i, $\frac{A_o}{s}$ ist gleich p_{io}, wenn p_i und p_{io} die bezüglichen mittleren indizierten Drucke sind. Es folgt dann weiter:

$$\frac{p_i}{p_{io}} = 1 - \frac{(p_1 - p_2)\, m}{p_{io}} \qquad (24)$$

Das negative Glied hinter der 1 werde Verlustglied genannt.

56. Die Gleichung gilt für gleiches arbeitendes Dampfgewicht in beiden Fällen; von ihm ist das eingetretene Dampfgewicht zu unterscheiden: Bei Maschinen mit schädlichem Raum bleibt auch ohne Kompression ein kleiner Dampfrest vom voraufgegangenen Hub im schädlichen Raum zurück. Betrachtet man, wie im Anhang 17, Art. 3 bis 7, die Rechtecke aus Druck und Volumen näherungsweise als Maß für die Dampfgewichte, so ist $s_o\, p_3$ das zurückgebliebene Dampfgewicht und es verhalten sich die eingetretenen Dampfgewichte bei gleich großen arbeitenden Dampfgewichten für die Maschine ohne und mit schädlichem Raum wie

$$(s_1 + s_o)\, p_1 \qquad \text{zu} \qquad [(s_1 + s_o)\, p_1 - s_o\, p_3]\,.$$

Führt man, indem man die Glieder des Verhältnisses durch s dividiert, die Füllung und die verhältnismäßige Größe des schädlichen Raumes ein und bezeichnet $\frac{s_1}{s}$ mit e, so wird das Verhältnis gleich

$$\frac{(e + m)\, p_1}{(e + m)\, p_1 - m\, p_3}. \qquad (25)$$

57. Mit diesem Wert (größer als 1) muß man die rechte Seite der Gleichung (24) multiplizieren, um das Verhältnis $\frac{p_i}{p_{io}}$ für gleiche eingelassene Dampfgewichte anstatt für gleiche arbeitende Dampfgewichte zu erhalten.

Das Verhältnis (25) unterscheidet sich bei Maschinen mit Kondensation nur sehr wenig von 1; man mag daher und wegen größerer anderer Vernachlässigungen bei der weiteren Verwertung der Formel (24) die letztere ohne die Korrektur benutzen.

Für die Verhältnisse der Hauptaufgabe mit $p_1 = 7$, $p_3 = 0{,}21$, $e = 0{,}13$, $m = 0{,}04$ wird der Wert (25) = 1,007.

Bei Maschinen mit Auspuff ist der Einfluß des Restes größer; für $m = 0{,}06$ und mittlere Verhältnisse wird der Wert (25) = 1,03.

Für die Maschine mit Kondensation wird, wenn noch $p_2 = 1{,}14$ und $p_{io} = 2{,}6$ ist, $\frac{p_i}{p_{io}}$ nach Gleichung (24) gleich $1 - 0{,}0934$. Der Verlust ohne Anwendung der Kompression beträgt also bei einem schädlichen Raum von 4% schon über 9%. Er steigt mit zunehmender Größe des schädlichen Raumes ihm proportional; viele der auf S. 443 aufgeführten Steuerungsarten sind daher für Einzylindermaschinen mit Kondensation unbrauchbar.

58. Nach Art. 52 soll den Betrachtungen in diesem Anhang nicht die Verminderung der Arbeit durch die Verluste bei gleichem eingelassenem Dampfgewicht zugrunde gelegt werden, sondern der Mehrverbrauch an Dampf, welcher erforderlich ist, um das p_i der verlustlosen Maschine zu erhalten. Das Verlustglied in Gleichung (24) ist also mit einem Faktor α zu multiplizieren, der etwas größer als 1 ist. Das Verlustglied wird also gleich

$$\alpha \frac{(p_1 - p_2)\, m}{p_{io}} \quad \text{oder gleich} \quad \alpha \frac{p_i}{p_{io}} \frac{(p_1 - p_2)\, m}{p_i}.$$

Um zu einer möglichst bequemen, wenn auch nur roh angenäherten Formel zu gelangen, werde

$$\alpha \frac{p_i}{p_{io}} = 1, \qquad \alpha = \frac{p_{io}}{p_i} \quad \text{gesetzt.}$$

Beide Größen haben zwar unmittelbar nichts miteinander zu tun, da α um so größer ist, je weiter p_i von dem wirtschaftlichsten Wert der adiabatischen Maschine entfernt ist. Immerhin wird der Fehler nicht groß sein, da α etwas größer als 1, p_i/p_{io} etwas kleiner als 1 ist. Die Vereinfachung, bei welcher p_i der gewollte indizierte Druck ist, möge zugelassen werden, da ohnehin bei den Umrechnungen von Erfahrungswerten der Verluste untersuchter Maschinen auf neue Maschinen, denen diese Betrachtungen in erster Linie dienen, alle Ungenauigkeiten bei den unsichtbaren Verlusten untergebracht werden sollen.

Damit wird der Mehrverbrauch durch den schädlichen Raum ohne Kompression

$$C_t' = \frac{(p_1 - p_2)\, m}{p_i} C_a. \tag{26}$$

59. Die Ersparnis, welche durch Anwendung der Kompression in der adiabatischen Maschine erreichbar ist, ist bei

Maschinen mit Auspuff nicht unbedeutend. Man kann sich von ihr in folgender Weise ein Bild machen. In Fig. 325 ist die senkrecht schraffierte Fläche die Arbeit, welche bei Anwendung der Kompression verlorengeht. Ihr steht die Vergrößerung des in der Maschine zurückbleibenden Dampfrestes gegenüber.

Wenn man die Dampfgewichte wieder den Rechtecken aus Druck und Volumen proportional setzt, so stellt die Fläche des Rechteckes $OAHP$ das Restdampfgewicht ohne Kompression und die Fläche des Rechteckes $OUVP$ dasjenige mit Kompression dar. Die Differenz beider, d. h. die Fläche des Rechteckes $AUVH$ stellt das gewonnene Dampfgewicht dar.

Die Fläche desselben ist nicht ohne weiteres mit der Fläche der bei der Kompression aufgewendeten Arbeit vergleichbar, da die Fläche $AUVH$ ein Dampfgewicht und keine Arbeit darstellt; man muß die Mehrarbeit bestimmen, welche mit dem gewonnenen Dampfgewicht durch Füllungsvergrößerung geleistet werden kann.

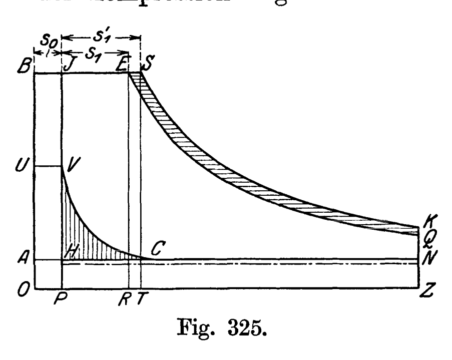


Fig. 325.

60. Man verwandle daher das Rechteck $AUVH$ in ein Rechteck von der Höhe RE. Wenn $REST$ das flächengleiche Rechteck ist, ist ES die Füllungsvergrößerung und die wagerecht schraffierte Fläche die durch die Vergrößerung des Restdampfgewichtes gewonnene Arbeit. Die wagerecht schraffierte Fläche weniger die senkrecht schraffierte stellt den Arbeitsgewinn durch Kompression bei gleicher eingelassener Dampfmenge dar.

61. Durch eine Maximumuntersuchung mit Differentiation und Nullsetzung kann man diejenige Kompression bestimmen, bei welcher die Differenz beider Flächen am größten ist. Für die Wahl der Kompression können die Ergebnisse nur einen rohen Anhalt bieten wegen des Einflusses der Kompression auf den Wärmeaustausch, der bei den vorstehenden Betrachtungen noch ausgeschlossen ist[1]). Nach Ansicht des Verfassers ist es vorteilhaft, bei gesättigtem Dampf unterhalb der sich mit solchen Untersuchungen ergebenden Werte zu bleiben, bei überhitztem Dampf über sie hinauszugehen (vgl. auch S. 5 und diesen Anhang, Art. 94 bis 97).

62. Die Untersuchung nach Art. 59 und 60 ist immerhin etwas umständlich. Es werde daher für Maschinen mit Auspuff, bei denen der adiabatische Gewinn durch Kompression nicht unbeträchtlich ist, für den Verlust durch den schädlichen Raum bei Anwendung günstiger Kompressionsgrade die nachstehende, durch zahlenmäßige Vergleichsrechnungen gefundene Faustformel benutzt:

$$C_t = (0{,}6 + 4\,m)\,m\,\frac{\sqrt{p_1}}{p_i}\,C_a\,. \tag{27}$$

Für $m = 0{,}08$, $p_1 = 12$, $p_i = 3{,}5$ ergibt sich z. B.

$$C_t = (0{,}6 + 4 \cdot 0{,}08)\,0{,}08 \cdot 0{,}99\,C_a = 0{,}0729\,C_a\,.$$

[1]) Vgl. die Literaturangaben und die Zusammenstellung von Versuchsergebnissen in dem Werk von H. Dubbel, Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen (in der 6. Aufl. auf S. 4 bis 10).

C_t' bedeutet gemäß Art. 58 den Verlust durch den schädlichen Raum, wenn keine Kompression angewendet wird. Er ist bei Maschinen mit Auspuff nicht unerheblich größer als C_t.

Der Verlust C_t durch den schädlichen Raum unter Berücksichtigung des Rückgewinns durch Anwendung günstiger Kompression in der adiabatischen Maschine werde im nachfolgenden kurz **Totraumverlust** genannt.

63. Bei Maschinen mit Kondensation ist die Anwendung der adiabatisch günstigsten Kompression meist nicht am Platze. Wegen des starken Einflusses, welchen bei ihnen die Kompression auf den Wärmeaustausch hat, geht man meist mit der Kompression weit über die adiabatisch günstigste Höhe hinaus, und es kann vorkommen, daß der adiabatische Gewinn dabei negativ wird, d. h. daß die senkrecht schraffierte Fläche in Fig. 325 größer wird als die wagrecht schraffierte. Es werde daher von einer Berücksichtigung des Einflusses der Kompression bei den sichtbaren Verlusten abgesehen und ihr Einfluß bei den Austauschverlusten verrechnet. Es werde also mit der Formel (26) gerechnet und bei Anwendung derselben auf Maschinen mit Kondensation C_t' mit C_t bezeichnet.

64. Bei Verbundmaschinen ist die Bestimmung des Totraumverlustes sehr umständlich. Er ist aber auch infolge der hochreichenden Kompression im Hochdruckzylinder, die bei dem hohen Anfangsdruck mit geringem Arbeitsaufwand erreicht wird, nicht sehr beträchtlich. Daher möge er ganz bei den unsichtbaren Verlusten verrechnet werden.

65. Die **Größe des schädlichen Raumes** kann nur auf Grund einer genauen Konstruktionszeichnung bestimmt werden (die bei Untersuchung fertiger Maschinen vielfach angewandte Auffüllung des schädlichen Raumes mit Öl kommt bei der Vorausberechnung des Dampfverbrauchs nicht in Frage). Zur Abschäztung kann für verschiedene Steuerungsarten folgende Aufstellung, die Mittelwerte gibt, dienen:

4 Corlißschieber,	Zylindereinbau	$m = 0{,}04$
	Deckeleinbau	$m = 0{,}02$
4 Ventile	Zylindereinbau	$m = 0{,}07$
	Deckeleinbau	$m = 0{,}04$
Einlaß: Corlißschieber, Deckeleinbau; Auslaß: Arbeitskolbensteuerung		$m = 0{,}01$
Einlaß: Ventile, Deckeleinbau; Auslaß: Arbeitskolbensteuerung		$m = 0{,}015$
Muschelschieber, flach		$m = 0{,}07$
Muschelkolbenschieber		$m = 0{,}1$ bis $0{,}18$
Doppelschiebersteuerung, Einkammersystem einschließlich des sekundären schädlichen Raums		
a) Muschelflachschieber		$m = 0{,}08$
b) Kolbenschieber		$m = 0{,}12$ bis $0{,}18$
Doppelschiebersteuerungen nach dem Zweikammersystem, Kolbenschieber einschließlich des sekundären schädlichen Raums		$m = 0{,}12$ bis $0{,}20$

Die Aufstellung setzt sorgfältige, auf Einschränkung des schädlichen Raums gerichtete Konstruktion voraus. Bei hoher Kolbengeschwindigkeit fallen die schädlichen Räume größer aus als bei niedriger (vgl. auch Haupttext Art. 312).

66. Die Summe $C_a + C_u + C_t$ werde sichtbarer oder auch indizierter adiabatischer Dampfverbrauch und mit C_{ia} bezeichnet, d. h. es gilt die folgende Definitionsgleichung

$$C_{ia} = C_a + C_u + C_t$$

67. Den sichtbaren Verlusten stehen **die unsichtbaren Verluste** gegenüber. Es sind das die Verluste, die durch Undichtheiten entstehen, sog. Lässigkeitsverluste, und Wärmeverluste. Ihre Feststellung ist nur durch einen mehrstündigen Verbrauchsversuch möglich, und zwar erhält man dabei immer nur die Summe von Lässigkeits- und Wärmeverlusten, eine getrennte Feststellung ist nicht möglich. Man ist darauf angewiesen, die einen zu schätzen, um dann die anderen aus der Differenz des versuchsmäßig festgestellten Verbrauchs und dem berechneten Verbrauch C_{ia} nach vorherigem Abzug des geschätzten Verbrauchsteils zu bestimmen.

Lässigkeitsverluste.

68. Die Lässigkeitsverluste sind bei guter Ausführung und gutem Zustand der Maschinen im Vergleich zu den Wärmeverlusten nur klein. Bei Versuchen zur Feststellung der Erfüllung von Dampfverbrauchsgarantien wird im allgemeinen vorausgesetzt werden können, daß die Maschine von Lieferanten in besonders guten Zustand versetzt ist, um die abgegebenen Garantien zu erfüllen. Solche Garantieversuche haben schon vielfach die Grundlage für die Beurteilung der Wärmeverluste und für die Erkenntnis der Wärmevorgänge gebildet. Die Einschränkung der anderen, mit Wärmeverlusten gemeinsam festgestellten Verluste auf das kleinstmögliche Maß ist natürlich für die Untersuchung der Wärmeverluste von der allergrößten Bedeutung.

69. Die Lässigkeit tritt auf an den Einlaßsteuerorganen, den Auslaßsteuerorganen, dem Kolben und den Stopfbüchsen. Undichtigkeiten an den letzteren können dem Auge kaum entgehen; sie können, wenn sie nicht sichtbar sind, praktisch gleich Null gesetzt werden.

Undichtheiten am Kolben können bei Stillstand und abgestütztem Kreuzkopf festgestellt werden, indem einseitig Dampf eingelassen wird, anderseitig der Zylinderhahn geöffnet oder besser der Kolben bei abgenommenem Zylinderdeckel beobachtet wird. Wenn der Kolben hierbei als dicht befunden ist, kann angenommen werden, daß er bei gut ausgebohrtem und gut eingelaufenem Zylinder auch im Betrieb dicht ist.

Ähnlich können die Einlaß- und Auslaßorgane, wenn sie getrennt sind, bei Stillstand untersucht werden. Es ist aber besonders bei Einlaßventilen für überhitzten Dampf fraglich, ob sie, wenn ihre Dichtheit bei Stillstand festgestellt ist, auch im Betriebe dichthalten; denn die Temperaturverhältnisse für das Ventil und den Sitz sind im Betriebe ganz andere als bei Stillstand; auch das Einschleifen der Ventile im warmem Zustand ist von zweifelhaftem Wert wegen der andersartigen Verteilung der Temperatur auf Ventil und Sitz im Betriebe. Bei der statischen Unbestimmtheit des Doppelsitzventils kann dann die eine Sitzfläche dichtend anliegen, die andere Dampf durchlassen.

70. Die Beurteilung der Dichtheit nach dem Indikatordiagramm ist sehr unzuverlässig. Solange der Zylinder mit dem Kessel oder dem Auslaßraum in Verbindung steht, also während der Füllungs- und Austrittperiode,

treten die Lässigkeitsverluste im Diagramm überhaupt nicht in Erscheinung. Während dieser Zeiten sind die Verluste aber infolge des großen Druckunterschiedes am Auslaßorgan bzw. am Einlaßorgan gerade am größten.

Bei geschlossenem Zylinder, d. h. während der Expansions- und Kompressionsperiode äußern sich die Lässigkeitsverluste in gleicher Weise wie die Wärmeverluste, wenigstens die Lässigkeitsverluste, welche einen Dampfabfluß aus dem Zylinder bewirken (Auslaßorgane, Kolben). Aber selbst wenn es gelänge, die Wärmeverluste während dieser Zeiten genau zu schätzen, etwa durch Vergleich mit einer Maschine, die als unbedingt dicht angesehen werden kann, würde die Bestimmung der Lässigkeitsverluste als Restglied des Versuchswertes sehr unsicher sein, weil die Wirkungen der verschiedenen gleichzeitig bestehenden Undichtheiten entgegengesetzt ist: Undichtheiten der Einlaßorgane schieben die Expansionslinie vor, Undichtheiten der Auslaßorgane und des Kolbens lassen sie stark abfallen.

71. Geeigneter als die Expansionslinie ist die Kompressionslinie zur Beurteilung der Undichtheiten, wenigstens zur generellen Beurteilung: Zwar ist auch hier die Wirkung der verschiedenen Undichtheiten entgegengesetzt, so daß sich auch große Undichtheiten in der Erscheinung ausgleichen können, aber das bei der Kompression abgeschlossene Dampfgewicht ist bei Maschinen mit Kondensation so gering, daß hier große Undichtheiten in starkem Maße in Erscheinung treten müssen. Der Ausgleich der Erscheinungen von Einlaß- und Auslaßundichtheiten kann nur ein Zufall sein und kann sich nicht bei allen betrachteten Maschinen wiederholen; es müßten also die Kompressionslinien bei verschiedenen Maschinen sehr verschieden sein. Da das bei gut gehaltenen Maschinen nicht der Fall ist, ist anzunehmen, daß die Verluste durch Undichtheiten gering sind.

Von diesen sich auf die Kompression bei Maschinen mit Kondensation stützenden Erwägungen ausgehend wird man schließen können, daß auch während der übrigen Zeit die Verluste durch Undichtheiten gering sind, und wird das Ergebnis auch auf Auspuffmaschinen übertragen können, bei denen der Kompressionsrest zwar größer ist, aber keine größeren Dichtungsschwierigkeiten bestehen als bei Maschinen mit Kondensation.

Wärmeverluste.

72. Die Wärmeverluste zerfallen in Durchgangsverluste und Austauschverluste.

Die **Durchgangsverluste,** das sind die Wärmemengen, welche durch die Wandungen des Zylinders und durch die Verkleidung hindurchgehen und sich der umgebenden Luft oder auch anschließenden Maschinenteilen mitteilen, sind im Vergleich zu den Austauschverlusten bei guter Zylinderverkleidung sehr gering.

Man kann sie mit einer für die Feststellung der Hauptverluste durchaus befriedigenden Genauigkeit berechnen, indem man die Zylinder und anschließenden Gestellteile als einen Ofen betrachtet und nach Feststellung der Außentemperatur und Ausmessung der wärmeabgebenden Flächen die Wärmeabgabe mit den Wärmeübergangsziffern der Heizungstechnik bestimmt.

Man findet sie bei einigermaßen guter Wärmeschutzhülle erheblich kleiner als 1% des Gesamtverbrauchs. Ein *guter Wärmeschutz* der Dampfzylinder ist, obwohl ein weniger guter Schutz den Dampfverbrauch direkt im Vergleich zum Gesamtverbrauch nur wenig erhöhen würde,

von der allergrößten Bedeutung, weil er die mittlere Wandungstemperatur heraufsetzt und dadurch auf die Austauschverluste einwirkt. Die Wirkung eines guten Wärmeschutzes ist also vorwiegend eine indirekte.

73. Die **Austauschverluste,** das sind die Verluste, welche durch die hin und her gehende Wärmebewegung zwischen der inneren Wandungsschicht und dem Dampf entstehen, sind dagegen sehr bedeutend und betragen bei einstufigen, mit gesättigtem Dampf betriebenen Dampfmaschinen normaler Bauart bis 50% des adiabatischen Dampfverbrauchs, bei ungünstigen Verhältnissen auch noch mehr.

Der Vorgang des inneren Wärmeaustausches ist, wie schon die theoretischen Untersuchungen von Grashof in der Zeitschr. d. V. d. I. 1884, S. 293 und 313, und in seiner Theoretischen Maschinenlehre Band 3, Theorie der Kraftmaschinen S. 698, ferner die Untersuchungen von Kirsch in einer besonderen Schrift: „Die Bewegung der Wärme in den Zylinderwandungen“ 1886, sowie sein Aufsatz in der Zeitschr. d. V. d. I. 1891, S. 957, zeigen, selbst bei sehr vereinfachenden Annahmen der mathematischen Verfolgung schwer zugänglich.

Seitdem sind die Schwierigkeiten der theoretischen Behandlung des Wärmeaustauschs durch die Einführung des überhitzten Dampfes mit seiner sich schon während der Eintrittsperiode ändernden Temperatur und der Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl von der Geschwindigkeit und Wirbelung noch vermehrt.

74. Die versuchsmäßige Verfolgung der Vorgänge bietet sehr große Schwierigkeiten. Die sehr beachtenswerten Versuche von Callendar und Nicholson[1]) haben die Grashofsche Theorie im wesentlichen bestätigt und manche Aufschlüsse gebracht, genügen aber nicht zur Aufstellung allgemeiner Verlustformeln.

Die Aussichten, durch Versuche an ausgeführten Maschinen zu einer allgemein gültigen Formel zu gelangen, sind bei den vielen Größen, welche auf den Austauschverlust Einfluß haben, und der Verwickeltheit ihrer Einwirkung auf denselben auch nur gering. Zwar liegen Einzelversuche über den Dampf- und Wärmeverbrauch für die Pferdekraftstunde in ziemlicher Zahl vor. Aber sie sind wenig geeignet, aus ihnen eine Gesetzmäßigkeit des Verbrauchs unter verschiedenen Bedingungen herzuleiten, weil die einzelnen untersuchten Maschinen starke bauliche Ungleichheiten aufweisen, die in der Regel nicht einmal näher angegeben sind. So fehlen in den Veröffentlichungen meist Angaben über die Größe und die Rauhigkeit der schädlichen Flächen.

Die bei Maschinen ungleicher Bauart und Herkunft verschieden großen Lässigkeitsverluste erschweren weiter die Herleitung von Formeln über die Austauschverluste.

75. Zur Klärung der Frage und Aufstellung einigermaßen brauchbarer Formeln für die Austauschverluste müßten systematisch ganze Reihen von Versuchen an verschiedenen Maschinen angestellt werden, bei welchen je eine und dieselbe Maschine unter den verschiedensten Bedingungen (verschiedener Drehzahl, verschiedener Belastung, verschiedener Eintrittsspannung, verschiedenem Kondensatordruck, verschiedener Überhitzung usw.) untersucht wird. So vollständige Reihen gibt es (wegen der großen Kosten und Mühen der Versuche) nicht.

---

[1]) Vgl. Ztschr. d. V. d. I. 1899, S. 774, 807, 867.

Einzelne Reihen, die sich aber nur auf Veränderungen in einer Richtung (verschiedene Belastung oder verschiedene Überhitzung, selten verschiedene Drehzahlen) beziehen, sind in sehr beschränkter Zahl in der Literatur bekannt geworden und bilden neben den theoretischen Untersuchungen einen Anhalt für die Gesetzmäßigkeit der Austauschverluste unter verschiedenen Bedingungen.

76. Der **Verlustvorgang** durch inneren Wärmeaustausch ist, zunächst **bei gesättigtem Dampf,** in Einzylindermaschinen folgender: Beim Eintritt des Frischdampfes in die Maschine schlägt sich ein beträchtlicher Teil desselben an den beim voraufgegangenen Hub, besonders während der Austrittsperiode, stark abgekühlten Wandungen nieder.

Schon während der Expansion dampft infolge der Druckabnahme ein Teil des niedergeschlagenen Dampfes nach. Das geht aus dem Verlauf der Expansionslinie hervor, welche sich ziemlich stark über die Adiabate hinaus vorschiebt. Dieses aus der Expansionslinie erkennbare Nachdampfen beweist, daß die kurze Zeit des Dampfeintritts genügt hat, wenigstens die innerste Schicht der Zylinderwand auf eine Temperatur zu bringen, die weit über der mittleren Temperatur im Zylinder liegt; sie ist nämlich höher als die Siedetemperatur des Wassers bei den aus dem Diagramm entnehmbaren Expansionsdrucken.

Dieses Nachdampfen wird, solange sich noch Wasser auf den Wandungen befindet, auch während der Austrittsperiode fortdauern, und zwar infolge des starken Druckabfalls beim Voraustritt in verstärktem Maße.

Dampfverbrauchsversuche haben gezeigt, daß bei Maschinen mit ungeheizten Wandungen der weitaus größte Teil des niedergeschlagenen Wassers während der Austrittsperiode verdampft. Dieser Teil der Nachverdampfung kann, da der Zylinder nach dem Kondensator oder nach der Atmosphäre geöffnet ist, aus dem Diagramm allein nicht ersehen werden; es bedarf dazu vielmehr des erwähnten Verbrauchsversuches durch Speisewassermessung oder Kondensatmessung.

77. Durch die Verdampfung der Wasserschicht werden der Wandung bedeutende Wärmemengen entzogen. Diese Wärmeentziehung bringt, da sie sich bei dem schnellen Wärmewechsel fast nur auf die innerste Schicht erstreckt, eine starke Temperaturverminderung in derselben hervor, die wiederum bei der nächsten Füllung einen starken Niederschlag veranlaßt.

Der lebhafte Wärmeaustausch zwischen Dampf und Wandung besteht aber nur so lange, als eine Wasserschicht auf der Wandung vorhanden ist oder sich bildet. *Bilden kann sich die Wasserschicht nur bei kälterer Wandung, also beim Wärmeeintritt* in die Wandung.

78. Man hat daher beim Übergang der Wärme von gesättigtem Dampf an feste Wandungen und umgekehrt 3 Fälle zu unterscheiden:

1. Übergang von Wärme vom Dampf an die kältere Wandung (Wärmeeintritt); der Wärmeübergang ist sehr stark, auch wenn die Wandung anfangs trocken ist, weil sich sofort die den starken Wärmeübergang vermittelnde Wasserschicht bildet und an Stelle des niedergeschlagenen Dampfes sofort neuer Dampf an die Wandung herantritt. Eine lebhafte Strömung ist wegen dieses sich selbsttätig vollziehenden Dampfwechsels bei luftfreiem Dampf von nebensächlichem Einfluß.

2. Übergang von Wärme von der Wandung an den Dampf (Wärmeaustritt) bei genetzter Wandung: Die Wärme der heißeren Wandung teilt sich zunächst dem Wasser mit, und dieses verdampft, wenn die Temperatur höher ist als die Siedetemperatur bei dem obwaltenden Druck. Es tritt also, abgesehen von einem sehr klein einzuschätzenden unmittelbaren Wärmeübergang, kein Wärmeübergang im eigentlichen Sinne ein, sondern der Dampf wandert stofflich mit der in ihm enthaltenen Wärme ab.
3. Der Wärmeaustritt aus der wärmeren Wand findet bei trockener oder trocken gewordener Wand statt. Hier liegt also im Gegensatz zu 1 und 2 ein eigentlicher Wärmeübergang von einem festen zu einem dampfförmigen Körper ohne vermittelnde Flüssigkeitsschicht und ohne Änderung des Aggregatzustandes vor. Die Wärmeübergangszahl für solche Vorgänge ist bei kleiner Strömung immer sehr gering.

Die Wärmeübergangszahl (Wärmeeintrittszahl) α_1 in WE pro qm und Grad Temperaturdifferenz von gesättigtem, luftfreiem Dampf an Metallwandung, an welcher sich der Dampf niederschlägt, beträgt nach Erfahrungen in Vorwärmern und nach Versuchen bis 10 000. Bei den sehr dünnen Wasserschichten, wie sie bei den periodischen, sich schnell folgenden Temperatur- und Druckänderungen im Innern des Dampfzylinders sich bilden und verschwinden[1]), ist die Wärmeübergangszahl noch erheblich größer[2]).

Die Wärmeübergangszahl (Wärmeaustrittszahl) α_2 von metallischer Wandung an siedendes Wasser kann je nach der Lebhaftigkeit der Bewegung des Wasers und der Beseitigung der gebildeten Dampfbläschen gleich 2000 bis 6000 gesetzt werden. Bei den dünnen Wasserschichten an den Wandungen der Dampfmaschinen scheinen auch diese Zahlen erheblich überschritten zu werden. Der weitere Übergang von der Wasserschicht an den im Zylinder enthaltenen Dampf findet nach Ziffer 2 durch stoffliche Wanderung des gebildeten Dampfes statt.

79. Völlig andere, ungleich kleinere Wärmeübergangszahlen gelten für den Übergang von trockener Wandung an Dampf und umgekehrt. Es sind hier die Gesetze und Erfahrungen auf anderen Gebieten bei verhältnismäßig niedrigem Druck heranzuziehen, weil, wie schon oben bemerkt wurde, die Wärmeabgabe während der Ausströmung sich der Ermittlung durch das Diagramm entziehen.

Die Wärmeübergangszahl ist hier, wie stets bei trockenem Übergang, stark von der Bewegung des Dampfes gegenüber der Wandung abhängig, außerdem aber noch vom Druck, und zwar in dem Sinne, daß sie bei höherem Druck erheblich größer ist (vgl. auch Art. 91). Sie dürfte für den Übergang an überhitztem Dampf in dem interessierenden Druckgebiet von 1 at und weniger bei 5 m Strömungsgeschwindigkeit den Wert 20 WE pro qm und 1° Temperaturdifferenz kaum erreichen.

Nun ist freilich der Dampf am Ende der Expansion, wenn er beim Eintritt trocken und gesättigt war, stets etwas naß. Die Expansionsnässe ist

[1]) Im Führer des Maschinisten ist auf S. 675 gezeigt, daß bei namhaften Verlusten die Stärke der Niederschlagsschicht nur etwa $^1/_{20}$ mm beträgt.

[2]) Auf Grund von Versuchen von Callendar und Nicholson, über welche A. Bantlin (Zeitschr. d. V. d. I. 1899) berichtet, ist die Warmeübergangszahl gleich 13 000 zu schätzen.

aber im Dampf außerordentlich fein als Nebel verteilt, und da die Bewegung des Dampfes längs der Zylinderwandung, wie noch bei der Behandlung der Vorgänge bei Anwendung von überhitztem Dampf gezeigt werden wird, sehr gering ist, so bildet sich an der Wand durch die von ihr ausgehende Wärme bald eine Schicht überhitzten Dampfes, für welche nun die niedrigen Wärmeübergangszahlen des überhitzten Dampfes gelten.

Selbst wenn die Wärmeübergangszahl von trockenen Wandungen an nebelfeuchten Dampf schätzungsweise von 20 auf 40 erhöht wird, beträgt sie immerhin nur $\frac{1}{150}$ der oben für nasse Wandungen angegeben Übergangszahl 6000, so daß man für die allgemeine Betrachtung der Vorgänge sagen kann: Der Wärmeübergang hört mit dem Trockenwerden der Wandungen praktisch auf im Vergleich zu dem außerordentlich lebhaften Wärmeaustausch während des Nachdampfens. **Es tritt im Augenblick des Trockenwerdens eine sprunghafte Änderung des Wärmeüberganges ein,** und zwar von einem sehr hohen Wert auf fast Null.

Dieser Sprung wird freilich nicht an allen Wandungsteilen gleichzeitig auftreten, da nicht alle Teile der schädlichen Fläche gleich stark beim Eintritt erwärmt sein werden. Daher wird dieser Sprung im Indikatordiagramm selbst dann nicht beobachtet werden können, wenn das Trockenwerden noch in die Expansionsperiode fällt, wo der Zylinder noch geschlossen ist.

80. Die niedrige Wärmeübergangszahl von trockenen Wandungen an Dampf von niedrigem Druck bei geringer Geschwindigkeit ist weiter hinten (Art. 91) noch näher begründet, doch bedarf die hier und dort schätzungsweise eingeführte Geschwindigkeit von 5 m noch einer gewissen Rechtfertigung. Bei der Bedeutung, die allgemein die Strömungsgeschwindigkeit auf den trockenen Wärmeübergang hat, mögen die **Bewegungsverhältnisse im Dampfzylinder** wenigstens generell noch etwas näher betrachtet werden.

Zweimal während eines Kolbenspieles tritt eine starke Bewegung mit Wirbelung auf, das eine Mal beim Eintritt, wenn die Kompression nicht bis zum Eintrittsdruck hinaufreicht, das andere Mal beim Austritt. Die Austrittswirbelung vollzieht sich aber in der Hauptsache hinter dem Austrittsorgan an Flächen, die außerhalb des eigentlichen Zylinders liegen, wo ihre Wirkung für den Wärmeaustausch nicht in Betracht kommt.

Nur kurz vor dem Auslaßorgan tritt im Zylinder eine stärkere Bewegung ein, die noch einen gewissen Einfluß auf den Austausch hat. Der sonst im Zylinder befindliche Dampf schiebt, ruhig expandierend, den Ausstoßdampf vor sich her. Wenn die Ausmündung des Zylinders nach dem Auslaßorgan aus dem Füllraum hinaus verlegt wird (Haupttext Art. 628 bis 659), scheidet die Wirkung der stärkeren Austrittsströmung in der Nähe des Auslaßorganes für den Wärmeeintritt während der Füllungsperiode aus. Der Wärmeeintritt zur Deckung des stärkeren Verlustes an den stark beströmten Flächen findet dann erst beim Hinzutritt des sekundären schädlichen Raumes statt. Er wird im Dampfdiagramm in Verbindung mit dem Druckabfall durch Auffüllung des sekundären schädlichen Raumes in Erscheinung treten. Untersuchungen an Maschinen mit Schlitzauslaß und nachgeschaltetem Auslaßorgan können also unter Umständen einen Anhalt bieten für die Wärmeverluste durch die stärkere Strömung in der Nähe der Auslaßorgane.

Auch wenn man die durchschnittliche Wärmeübergangszahl mit Rücksicht auf die stärkere Beströmung der Wandungen schätzungsweise noch

erheblich heraufsetzt, etwa auf 100, unterscheidet sie sich immer noch von der bei Verdampfung einer dünnen Wasserschicht geltenden sogar in der Größenordnung.

81. Die im Art. 76 bis 80 behandelten Vorgänge vollziehen sich bei einem Kolbenspiel einer mit gesättigtem Eintrittsdampf arbeitenden Dampfmaschine in der im Art. 78 unter Ziffer 1, 2, 3 aufgeführten Reihenfolge.

Während der Eintrittsperiode des Dampfes, unter Umständen auch noch während eines Teiles der Kompressions- und Expansionsperiode, geht Wärme mit einer außerordentlich hohen Wärmeübergangszahl in die Wandungen ein. Trotz der hohen Wärmeübergangszahl ist die Wärmeaufnahme eine beschränkte und wäre es auch, wenn die Wärmeübergangszahl beim Wärmeeintritt unendlich wäre, weil in die Wandungen nicht mehr Wärme eintreten kann, als aus ihnen austritt. Der Wärmeaustritt läßt sich durch geeignete Maßnahmen beeinflussen, der Wärmeeintritt bei gesättigtem Dampf unmittelbar nicht oder nur in geringem Maße.

Der Wärmeaustritt zerfällt in zwei völlig ungleiche Perioden, die erste nach Ziffer 2, die zweite nach Ziffer 3 des Art. 78. Der Wärmeaustritt nach Ziffer 3 kann, wie oben gezeigt wurde, fast außer acht gelassen werden. Es kann daher der Satz ausgesprochen werden:

Die Wärmeentziehung ist dem abgesetzten Wasser fast proportional[1]**.**

Alle Maßnahmen zur Verminderung der Austauschverluste werden also in erster Linie darauf gerichtet sein müssen, die niedergeschlagene Dampfmenge soweit wie möglich zu vermindern. Eine solche Verminderung des Wärmeaustritts wirkt dann auch auf den Wärmeeintritt zurück, da, wie bemerkt, im Beharrungszustand nicht mehr Wärme in die Wandungen eintreten kann, als aus ihnen beim vorigen Kolbenspiel ausgetreten ist.

82. Um sich ein klares Bild von den Rückwirkungen zu machen, welche eine Verminderung oder Beseitigung der verdampfenden Wasserschicht auf den Wärmeeintritt hat, möge ein Vorgang betrachtet werden, der sich zwar praktisch nicht verwirklichen läßt, aber doch geeignet ist, die Zusammenhänge zu klären: Man denke sich die Wasserschicht gleich nach ihrem Entstehen mechanisch abgewischt. Es wird dann, da kein Wasser verdampfen kann, während der ganzen Wärmeabgabezeit die niedrige Wärmeübergangszahl von trockenen Wandungen an Dampf wirksam sein (Art. 78, Ziffer 3). Den Wandungen wird also nur sehr wenig Wärme entzogen und daher kann auch nach Erreichung des Beharrungszustandes nur sehr wenig Wärme eintreten; denn abgesehen von den geringen Durchgangsverlusten (Art. 72) wird die eintretende und innen austretende Wärmemenge das Gleichgewicht halten.

83. Um sich darüber klar zu werden, wie dieser neue Zustand, bei welchem wesentlich weniger Wärme in die Wandungen eintritt, entsteht, werde angenommen, daß die Maschine, bevor mit dem Abwischen begonnen wird, unter normalen Bedingungen den Beharrungszustand erreicht hat und daß sich nun durch das Abwischen der neue Beharrungszustand

[1]) Man muß bei der Dampfnässe in der Dampfmaschine streng unterscheiden das an den Wandungen befindliche Wasser, die **Netzungsfeuchtigkeit,** und das in Nebelform im Dampf enthaltene, hauptsächlich von der Arbeitsverrichtung während der Expansion herrührende Wasser, die **Nebelfeuchtigkeit.** Die erstere ist für den Wärmeausgang von ungeheurer, die letztere von ganz nebensächlicher Bedeutung (vgl. auch Art. 79).

bildet: Es wird mit dem ersten Abwischen die nächste Wärmeabfuhr sofort um den vollen Betrag der Verdampfungswärme des gebildeten Wassers zurückgehen. Die Wandungen sind aber zunächst noch verhältnismäßig kalt, besonders in den weiter zurückliegenden Schichten. Es wird daher bei den nächsten Umdrehungen sich noch ziemlich ebensoviel Wasser niederschlagen wie vor Beginn des Abwischens und den Wandungen eine entsprechend große Wärmemenge zugeführt werden. Da aber die Wärmeabfuhr stark vermindert ist, wird die Temperatur der Wandungen fortgesetzt steigen, bis der Unterschied zwischen der Temperatur der innersten Wandungsschicht und der des eintretenden Dampfes so gering ist, daß der Wärmeeintritt gleich dem jetzt geringen Wärmeaustritt ist.

84. Die Temperaturerhöhung, welche die innerste Wandungsschicht bei diesem Verfahren erfährt, ist außerordentlich hoch einzuschätzen, denn der Wärmeeintritt nimmt entsprechend dem stark verminderten Wärmeaustritt stark ab, die Wärmeübergangszahl bleibt aber entsprechend der Unverändertheit der sich berührenden Stoffe ziemlich unverändert. Es kann also die Verminderung des Wärmeeintritts nur in einer starken Verminderung des Temperaturunterschiedes, also, da die Temperatur des eintretenden gesättigten Dampfes dieselbe ist, in einer starken Erhöhung der Temperatur der innersten Wandungsschicht ihre Ursache haben. Es wird hiernach durch das gedachte Verfahren eine **starke Temperaturerhöhung** der innersten Wandungsschicht **ohne vermehrte Wärmezufuhr** herbeigeführt.

Zweck dieser Betrachtung ist, zu zeigen, daß die Erhöhung der Temperatur der innersten Wandungsschicht bei den praktisch anwendbaren und angewandten Mitteln zur Trockenhaltung der Wandungen, durch Dampfmantel oder Anwendung des überhitzten Arbeitsdampfes in erster Linie auf der verminderten Wärmeabführung beruht und daß alles darauf ankommt, daß der eingetretene Dampf eine trockene, oder wenn das nicht erreichbar ist, eine möglichst wenig genäßte Wandung hinterläßt.

85. Die Menge des auf den Wandungen abgesetzten Wassers kann man offenbar dadurch vermindern, daß man einem möglichst großen Teil der Wärme, welche zur Deckung des während der Austrittsperiode entstandenen Wärmeverlustes erforderlich ist, auf trockenem Wege zuführt.

Die trockene Wärmezufuhr kann entweder durch Wandungsheizung oder durch Anwendung von überhitztem Arbeitsdampf erfolgen oder auch durch beide Mittel gemeinsam.

Die **Wirkung der Wandungsheizung** (Wirkung des Dampfmantels) ist folgendermaßen zu erklären:

Bei Anwendung von gesättigtem Arbeitsdampf ist der Heizdampf stets ebenfalls gesättigt und hat meist den Druck und damit auch die Temperatur des in den Zylinder eintretenden Arbeitsdampfes[1]).

Die Heizung mit gesättigtem Dampf von der Temperatur des eintretenden Arbeitsdampfes ist trotz der Verwickeltheit der Vorgänge immer noch die in ihrer Wirkung am einfachsten zu übersehende Form der trockenen Wärmezufuhr. Sie ist, obwohl sich im Dampfmantel Wasser bildet, als trocken im Sinne der vorliegenden Betrachtung zu bezeichnen, weil das niedergeschlagene Wasser nicht in den Zylinder gelangt, sondern besonders abgeführt wird und nicht dem Druckwechsel ausgesetzt ist.

---

[1]) Bei NDZ von Verbundmaschinen findet die Heizung zuweilen mit Frischdampf, also mit wesentlich höherer Temperatur, meist jedoch mit reduziertem Frischdampf oder Dampf aus dem Aufnehmer statt.

Es ist auch hier wieder, um einen Einblick in die Zusammenhänge zu gewinnen, nützlich, die Entstehung des neuen Beharrungszustandes zu betrachten, nachdem die Maschine vorher ohne Heizung gearbeitet hat und darauf der Dampfmantel zugeschaltet ist.

Wenn der Dampfmantel zugeschaltet wird, wird zunächst die Temperatur der Wandung etwas steigen, weil der Zylinderwandung nunmehr auch von außen Wärme zugeführt wird. Der Wasserniederschlag wird etwas zurückgehen und damit auch die Wärmeentziehung durch Verdampfen bei dem nächsten Auslaß.

Bei dem nächsten Einlaß wird dann die Temperatur der innersten Wandungsschicht weitersteigen über die Temperatur des voraufgegangenen Eintritts, schon allein wegen der Tatsache, daß beim voraufgegangenen Eintritt schon etwas weniger Wasser abgesetzt war und der darauffolgende Wärmeentzug geringer war. Diese Steigerung ist selbst dann zu erwarten, wenn man sich die Wärmezufuhr von außen nach der ersten Wärmezufuhr abgebrochen denkt allein auf Grund der Erwägung mit dem Abwischverfahren. Tatsächlich wird wegen der Wärmekapazität und der beschränkten Leitfähigkeit der Wandungen der Vorgang längere Zeit in Anspruch nehmen, dabei werden sich aber Wärmezufuhr von außen und verminderte Wärmeabgabe infolge der abnehmenden Nässe Hand in Hand arbeiten.

86. Bei der **Anwendung von überhitztem Arbeitsdampf** wird ebenfalls ein Teil der während der Austrittsperiode den Wandungen entzogenen Wärme während der Eintrittsperiode in trockener Form zugeführt. Unter Umständen kann es auch die ganze Wärme sein, die in trockener Form zugeführt wird. Es möge aber vorerst vorausgesetzt werden, daß der trockene Wärmevorrat des überhitzten Dampfes hierfür nicht ausreicht und sich noch etwas Wasser niederschlägt, welches beim Austritt, zum Teil auch schon während der Expansion verdampft und den Wandungen Wärme entzieht.

Es sind dann, wenn man noch annimmt, daß keine Heizung von außen stattfindet, die Ursachen der Erfolge des überhitzten Dampfes hinsichtlich der Verminderung der Austauschverluste mit Hilfe des Abwischgedankens leicht zu übersehen. Die Einführung von überhitztem Arbeitsdampf in den Zylinder ist aufzufassen als eine trockene Heizung von innen. Der Wärmeentzug während der Austrittsperiode ist geringer als bei gesättigtem Dampf, weil sich weniger Wasser auf den Wandungen befindet, und ist also ganz ähnlich zu erklären wie mit dem Abwischgedanken.

Es zeigt sich also, daß wenigstens zur generellen Erklärung der Erfolge des überhitzten Dampfes seine geringere Wärmeübergangs- und seine geringere Wärmeleitfähigkeit, die so oft in den Vordergrund gestellt werden, ganz ausscheiden, solange infolge des beschränkten trockenen Wärmevorrats sich noch Wasser auf den Wandungen absetzt. Der Fall, daß sich kein Wasser an den Wandungen absetzt und der Wärmeeintritt maßgebend ist, wird weiter unten behandelt werden (Art. 90 bis 113). Hier soll zunächst noch ein Vergleich zwischen gesättigtem Arbeitsdampf mit Mantelheizung und überhitztem Arbeitsdampf ohne Mantelheizung[1]) angestellt werden:

[1]) Unter Mantelheizung schlechthin sei hier jede Wandungsheizung von außen verstanden, also auch die Deckelheizung. Wenn ausnahmsweise damit nur die Heizung der eigentlichen Mantelfläche des Zylinders gemeint ist, wird das besonders gesagt werden.

1. Beim gesättigten Dampf besteht nicht die Möglichkeit, alle schädlichen Dauerflächen zu heizen; die Heizung des Kolbens ist praktisch nicht möglich. Dagegen heizt der überhitzte Dampf alle den schädlichen Raum umgebenden Flächen, bis er den Sättigungszustand erreicht hat, von innen trocken.

2. Der Wärmevorrat des gesättigten Heizdampfes ist unbeschränkt, der trockene Wärmevorrat des überhitzten Arbeitsdampfes ist beschränkt.

3. Der überhitzte Dampf heizt nur während der Eintrittsperiode, der Mantelheizdampf dauernd, also auch während der Austrittsperiode.

Die Zuführung von Wärme durch den Heizdampf während der Austrittsperiode erscheint auf den ersten Blick und bei oberflächlicher Betrachtung ohne Einsetzung von Zahlenwerten als ein Nachteil der Heizung von außen, indem man anzunehmen geneigt sein wird, daß die ganze zugeführte Wärme dem alsbald austretenden Dampf mitgeteilt wird. Dem ist aber nicht so, wie folgende Überlegung zeigt. Das auf den Wandungen niedergeschlagene Wasser wird auch bei fehlender Heizung im allgemeinen vollständig verdampft, da die mittlere Temperatur der Wandungen weit über der Siedetemperatur des Wassers bei dem Ausschubgegendruck liegt, und die während der Eintrittsperiode zugeführte Wärmemenge hierfür ausreicht.

Damit findet der durch die auf den Wandungen befindliche Wassermenge bestimmte Wärmeentzug unter allen Umständen statt. Nur ist die Verdampfung bei geheizten Wandungen früher beendet. Nach dem Trockenwerden ist die Wärmeabgabe von Heizdampfwärme auch bei der etwas höheren Wandungstemperatur belanglos. Der Wärmeeintritt auf der Heizseite findet mit der hohen, bei guter Entlüftung bis 10 000 WE reichenden Wärmeübergangszahl statt, während auf der Zylinderinnenseite die Übergangszahl kaum mehr als 40 beträgt. Es steigt also die Temperatur der Wandungen während dieser Zeit, indem der Wandungskörper als Wärmespeicher dient, was für die Minderung des Niederschlages bei der nächsten Füllung und für ein frühzeitiges Nachdampfen von Bedeutung ist. Die Zeit des Dampfaustritts wird also für die Verkleinerung der Austauschverluste nützlich verwertet.

Es ist bei den eigenartigen Vorgängen des Wärmeaustauschs in der Dampfmaschine beinahe alles umgekehrt, als man es bei oberflächlicher Betrachtung vermutet.

87. Kennzeichnend für die Eigenart der Vorgänge ist auch die sich aus den vorstehenden Betrachtungen und aus Erfahrungen ergebende Tatsache, daß die **Wärmeverluste um so kleiner** sind, **je größer das Temperaturgefälle** zwischen Wandung und Dampf beim Wärmeaustritt ist, gleiche untere Temperatur vorausgesetzt.

Diese allen sonstigen Grundsätzen über den Wärmeübergang scheinbar widersprechende Tatsache sollte davon abhalten, Temperaturgefälle im Zylinder schlechthin, d. h. ohne eingehende Erläuterung der Zusammenhänge als Ursache der großen Austauschverluste in den Vordergrund zu stellen.

Auch der Umstand, daß durch Anwendung des überhitzten Dampfes, bei welcher nicht nur das Temperaturgefälle zwischen Wandung und Dampf beim Wärmeausgang, sondern das gesamte Temperaturgefälle vergrößert wird, die Verluste kleiner sind als bei gesättigtem Dampf, zeigt, daß eine oberflächliche Erläuterung der Zusammenhänge mit dem

Temperaturgefälle als Hauptursache der Verluste nur Verwirrung angerichtet.

88. Wenn man sich zur elementaren und populären Begründung der großen Austauschverluste in Dampfmaschinen kurz ausdrücken will, trifft man das Wesen der Sache besser, wenn man von atmenden Flächen, von der wärmesaugenden Kraft des niedrigen Druckes an nassen Wandungen und von der immunisierenden Wirkung der Mantelheizung gegen die Angriffe des Druckwechsels spricht.

Auch bei der Festlegung des Begriffs der schädlichen Flächen von Dampfmaschinen sollte der Druckwechsel in den Vordergrund gestellt werden durch den Satz: **Schädliche Flächen** bei einer Dampfmaschine **sind Flächen, welche Räume von periodisch wechselndem Druck** und periodisch wechselnder Temperatur **umschließen.**

89. Bei den bisherigen Betrachtungen über den Wärmeaustausch wurden (abgesehen von der kurzen Erwähnung der großen Wärmeübergangszahl für gesättigten Dampf an Metall im Art. 78) die Vorgänge beim Wärmeeintritt außer acht gelassen und die Größenschätzung des Wärmeeintritts auf die Betrachtungen über den Wärmeaustritt gestützt, indem der Wärmeeintritt ebenso groß sein muß wie der Wärmeaustritt. Der geringere Wärmeaustausch des überhitzten Dampfes wurde, ohne auf die Wärmeübergangszahl desselben beim Eintritt des Dampfes einzugehen, lediglich darauf zurückgeführt, daß ein großer Teil der für die Deckung des Wärmeaustritts erforderlichen Wärme trocken zugeführt wird.

Solange es mit den bisher besprochenen Mitteln nicht gelingt, den Niederschlag einigermaßen vollständig zu beseitigen, ist das auch der richtige Weg, weil die Wärmeentziehung beim Nachdampfen der noch verbliebenen Niederschlagsmenge noch so bedeutend ist, daß sie für den Wärmeeintritt maßgebend ist.

90. Wenn man sich aber bei der Steigerung der Überhitzung und Einschränkung der schädlichen Flächen dem Punkte nähert, wo ein Niederschlag ganz vermieden wird, muß man die Vorgänge beim Wärmeeintritt näher betrachten, weil man jetzt in die Lage kommt, den Wärmeaustausch durch geeignete Maßnahmen beim Dampfeintritt und Wärmeeintritt zu beeinflussen.

Wenn man in einer mit überhitztem Dampf betriebenen Einzylinderdampfmaschine den Dampfverbrauch durch Messung bestimmt und nach dem in Art. 3 bis 5 erläuterten oder einem ähnlichen Verfahren den Sättigungspunkt in der Höhe des mittleren Eintrittsdruckes in das Indikatordiagramm einträgt, so findet man in der Regel, besonders dann, wenn der Deckel nicht geheizt ist, daß er außerhalb der rückwärts verlängerten Expansionslinie fällt, ein Zeichen, daß sich an den Wandungen Wasser niedergeschlagen hat[1]) und daß somit die ganze Überhitzungswärme oder mehr an die Wandungen abgegeben ist.

Die Überhitzungswärme, kurz vor der Maschine gemessen, beträgt bei den üblichen Überhitzungsgraden 11 bis 12% des ganzen Wärmeinhaltes

---

[1]) Wenn der Sättigungspunkt innerhalb der Expansionslinie fällt, so erscheint damit der Dampf im Durchschnitt überhitzt. Da jedoch der überhitzte Dampf nach Erfahrungen in Überhitzern sich sehr ungleichmäßig erwärmt und abkühlt, ist auch in diesem Falle ein stellenweiser Niederschlag möglich. Nur bei größerer nach innen gerichteter Entfernung des Sättigungspunktes von der Expansionslinie wird mit überall trockenen Wandungen mit Sicherheit gerechnet werden können (vgl. auch Art. 96).

des Dampfes. Diese bei der Kleinheit der die Wärme aufnehmenden Fläche[1]) und der kurzen, die Zeit der Füllung nur wenig überschreitenden Wärmeeintrittszeit beträchtliche Wärmemenge beweist, daß trotz der trockenen Berührung die Wärmeübergangszahl sehr groß ist.

91[2]). Im Art. 79 wurde hervorgehoben, daß die Wärmeübergangszahl von Metall an überhitzten Dampf bei niedrigem Druck und geringer Geschwindigkeit sehr klein ist. Das gleiche gilt für den Übergang in der umgekehrten Richtung, d. h. von Dampf an Metall. Es haben aber Druck und Geschwindigkeit einen sehr starken Einfluß auf die Wärmeübergangszahl, die mit ihnen stark zunimmt.

Nußelt setzt[3]) bei überhitztem Dampf nach eigenen Versuchen mit Gasen und gestützt auf fremde Versuche mit überhitztem Dampf die Wärmeübergangszahl für überhitzten Wasserdampf

$$\alpha = 10{,}79\ (w\,\varrho)^{0{,}786} \qquad (28)$$

worin w die Geschwindigkeit des Dampfes in der Versuchsrohrleitung und ϱ das spezifische Gewicht desselben ist. Aus den Beziehungen zwischen spezifischem Gewicht, Druck und Überhitzung folgt mit obiger Gleichung eine Vergrößerung von α mit zunehmendem Druck und eine Verkleinerung von α mit zunehmender Überhitzung.

Im Druckgebiet des austretenden Dampfes, das mit dem Expansionsenddruck beginnt und auf den Ausschubgegendruck herabgeht, ist α nach dieser Gleichung wegen des gleichzeitigen Obwaltens niedriger Geschwindigkeiten (vgl. Art. 80) sehr klein. Zum Beispiel ergibt sich bei $w = 5$ m für einen mittleren Austrittsdruck von 0,8 at, bei ganz geringer Überhitzung ϱ gleich 0,45 kg/cbm und α gleich rund 20,5 WE.

92. Die Gleichung von Nußelt möge dazu benutzt werden, um wenigstens einen ungefähren Einblick in die Verhältnisse beim Eintritt von überhitztem Dampf in die Dampfmaschine zu gewinnen, wenngleich ihre Anwendung für diesen Zweck bei den weit über das Gebiet der Versuche hinausreichenden Geschwindigkeiten (das Produkt $w\,\varrho$ reicht bei den Versuchen bis etwa 130 hinauf) sowie wegen der von der Rohrform abweichenden unregelmäßigen Form der den schädlichen Raum umschließenden Flächen und schließlich wegen der besonders während der Voreinströmungszeit von einer eigentlichen Strömung stark abweichenden Bewegung der Einströmung in einen geschlossenen Raum nicht recht zulässig erscheint. Das spezifische Gewicht des überhitzten Eintrittsdampfes liegt bei den an Einzylindermaschinen üblichen Drucken zwischen 4 und 4,5 kg/cbm; setzt man es mit 4,25 in die Nußeltsche Gleichung ein und nimmt die Geschwindigkeit zunächst ganz willkürlich gleich 100 m/sek an, womit $w\,\varrho = 4250$ wird, so wird $\alpha = 1225\,\text{WE}\,\text{st}^{-1}\,\text{m}^{-2}\,\text{Gr}^{-1}$.

[1]) Lehrreich ist ein Vergleich der Größe der schädlichen Flächen einer Dampfmaschine mit der Größe der Fläche des zu ihr gehörenden Überhitzers. Diese ist innen gemessen, für ein Temperaturgebiet der Heizgase von 500 bis 650° etwa gleich dem 10fachen der schädlichen Flächen beider Zylinderseiten der Dampfmaschine. Die Berührungszeit ist außerdem gleich dem 5- bis 8fachen der Wärmeeintrittszeit in Einzylindermaschinen mit Kondensation. Dabei ist zu beachten, daß die Geschwindigkeit in Überhitzern planmäßig zur Förderung des Wärmeüberganges ziemlich hoch gewählt wird. Die Temperaturdifferenz zwischen der inneren Wandungsschicht und dem Dampf ist bei Überhitzern freilich nicht groß.

[2]) Die Artikel 91 bis 114 können von Anfängern zunächst überschlagen werden.

[3]) Der Wärmeübergang in Rohrleitungen, Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 89, S. 31.

93. Wenn man demgegenüber die Verluste bei Heißdampfmaschinen mit Kondensation ohne Deckelheizung aus Verbrauchsversuchen bestimmt und aus ihnen die Wärmeübergangszahl unter Zugrundelegung der tatsächlichen schädlichen Flächen und der Dauer des Wärmeeintritts berechnet, so wird man aus dem mehr oder weniger guten Übereinstimmen mit obiger Zahl Schlüsse über die Dampfgeschwindigkeit, über Wirbelwirkungen usw. ziehen können.

Für die Berechnung der Wärmeübergangszahl aus Durchschnittszahlen solcher Versuchsergebnisse ist noch eine möglichst zutreffende Schätzung der mittleren Temperaturdifferenz zwischen dem Eintrittsdampf und der Wandungsfläche erforderlich.

Eine ähnliche Untersuchung über den Temperaturverlauf, wie sie Grashof in seiner theoretischen Maschinenlehre, Bd. 3, S. 698—737, für gesättigten Dampf durchgeführt hat, scheint bei überhitztem Dampf ausgeschlossen, weil bei ihm die Beziehung zwischen Druck und Temperatur fehlt und das Gesetz der Temperaturänderung unbekannt ist. Man muß sich damit begnügen, Grenzen anzugeben, zwischen welchen die Temperatur der innersten Wandungsschicht liegen kann, um danach die mittlere Temperatur derselben zu schätzen.

Das ist für den hier zunächst zu betrachtenden häufigen Fall, daß die Überhitzungswärme ganz aufgezehrt wird und noch ein Teil der Wärme durch Dampfniederschlag übertragen wird, mit dem nachstehenden Erwägungen einigermaßen möglich:

Da sich der Voraussetzung gemäß gegen Ende des Wärmeeintritts noch Dampf niederschlägt, ist die Temperatur der Fläche zu dieser Zeit kleiner als die Sättigungstemperatur des Dampfes bei dem Eintrittsdruck.

Bei Beginn des Wärmeeintritts ist die Temperatur der Fläche niedriger als am Ende des Wärmeeintritts, aber sie ist höher als die Sättigungs- oder Siedetemperatur bei dem Ausschubgegendruck; denn die Temperatur hat am Ende des lebhaften Wärmeaustritts aus den Wandungen noch genügt, die Wasserschicht bei dem Ausschubgegendruck zu verdampfen.

Bezeichnet man die Sättigungstemperaturen beim Eintrittsdruck und Ausschubgegendruck mit t_{se} und t_{sa} und die Unter- und Übertemperaturen der Wandung mit Δt_e und Δt_a, so liegt die mittlere Wandungstemperatur der innersten Schicht zwischen den Grenzen $t_{se} - \Delta t_e$ und $t_{sa} + \Delta t_a$.

Für die hier beabsichtigte rohe Schätzung mag es genügen, als Zeitmittelwert der Temperatur den algebraischen Mittelwert aus den Grenztemperaturen einzuführen. Es ist damit

$$t_{wm} = \tfrac{1}{2}(t_{se} - \Delta t_e) + (t_{sa} + \Delta t_a).$$

Bei dem entgegengesetzten Vorzeichen der unsicheren Größen Δt_e und Δt_a ist ein Schätzungsfehler wenig belangreich, zumal die beiden Größen wegen des vorausgesetzten nassen Wärmeübergangs sehr klein sind; setzt man sie einander gleich, so ist

$$t_{wm} = \tfrac{1}{2}(t_{se} + t_{sa}).$$

Bei mittleren Verhältnissen von Einzylindermaschinen mit Kondensation wird man hiernach die mittlere zeitliche Temperatur der innersten Wandungsschicht gleich 120° schätzen können (10 at abs. Eintrittsdruck $t_{se} = 181{,}5°$, und 0,2 at abs. Austrittsdruck mit $t_{sa} = 59{,}8°$ ergeben 120,6° als mittlere Wandungstemperatur).

Die niedrigste Wandungstemperatur herrscht beim Beginn des Wärmeeintritts; sie liegt zwischen der mittleren Wandungstemperatur und der Siedetemperatur des Wassers beim Ausschubgegendruck, also im Mittel zwischen 120 und 60°. Sie werde gleich 90° geschätzt. Die mittlere Eintrittstemperatur des sich auf Sättigung abkühlenden überhitzten Eintrittsdampfes werde gleich 250° angenommen (bei 10 at und 325° ist sie gleich $\frac{1}{2}(325 + 181{,}5) = 253°$). Damit ergibt sich eine mittlere Temperaturdifferenz von $250 - 90 = 160°$.

94. Wenn man bei Maschinen, in welchen die Überhitzungswärme beim Eintritt in die Maschine nachweislich ganz aufgezehrt mit dieser Temperaturdifferenz die Wärmeübergangszahl aus der Wärmemenge, der schädlichen Fläche und der Wärmeeingangszeit rückwärts berechnet und letztere pro Zylinderseite gleich 0,2 der Zeit einer Umdrehung setzt, so kommt man auf Wärmeübergangszahlen, die in mehrere Tausende gehen. Es müssen hier also Umstände ungewöhnlicher Art vorliegen, welche den Wärmeeintritt stark steigern.

Auf Grund dieser vorläufigen Feststellungen, nach welchen die oben für 100 m Geschwindigkeit gefundene Wärmeübergangszahl um ein Vielfaches überschritten wird, lassen sich über die zeitliche Verteilung des Wärmeüberganges an die Wandungen noch einige weitere Aussagen machen:

Während des Voreintritts werden die Wirbelungen besonders groß sein und wenn die Kompression nicht hoch reicht, wahrscheinlich auch noch mit Oszillationen verbunden sein. Während der eigentlichen Füllung sind die Geschwindigkeiten wesentlich kleiner und erreichen nicht annähernd die angenommenen 100 m; denn die Kolbengeschwindigkeit ist anfangs gering, und die rechnungsmäßigen Geschwindigkeiten in den Steuerungsquerschnitten tritt nur in nächster Nähe derselben auf, während die anderen Flächen mit wesentlich geringerer Geschwindigkeit beströmt werden. Damit verkürzt sich die Zeit des Hauptwärmeüberganges noch weit unter 0,2 der Zeit einer Umdrehung, die etwas größer als die Eintrittszeit des Dampfes von Beginn der Voreinströmung ab angenommen wurde.

Man wird den Anteil des Wärmeeintritts während der Voreinströmungsperiode daher mit 70 bis 80 Prozent des ganzen Wärmeeintritts in die Wandungen nicht zu hoch einschätzen. Bei einem Voreintrittswinkel von 12° ist die Zeit des Hauptwärmeeintritts nur 0,033 der Zeit einer Umdrehung, das ist $^1/_6$ der oben angenommenen ganzen Wärmeeintrittszeit von 0,2. Der Hauptwärmeübergang konzentriert sich also auf eine ganz kurze Zeit.

95. Da durch hochreichende Kompression die stürmische Bewegung der Auffüllung des schädlichen Raumes mehr oder weniger beseitigt wird, **gewinnt** auf Grund vorstehender Vergleichsrechnungen **die Kompressionsfrage für überhitzten Dampf ein ganz anderes Bild** als bei gesättigtem Dampf.

Ich habe bereits in der vorigen Auflage dieses Werkes vom Jahre 1912 auf die Bedeutung der Wirbelungen für die Verluste im Zusammenhang mit der **Kompressionsfrage** hingewiesen und die schädlichen Wirbelungen des Voreintritts als **Absturzwirbel** bezeichnet.

Man kann den Absturzwirbel durch hochreichende Kompression vermindern. Da aber hochreichende Kompression, rein adiabatisch gerechnet, unwirtschaftlich ist, wird man sie nur da anwenden, wo der Gewinn durch

Minderung der Folgen des Absturzwirbels größer ist als die Vergrößerung der adiabatischen Totraumverluste (vgl. Art. 59 bis 61). Bei der großen Bedeutung, die eine Verminderung der Wärmeabgabe zum Zwecke der Erhaltung eines Teils der Überhitzungswärme während der Eintrittsperiode hat, ist dazu bei überhitztem Dampf Aussicht vorhanden.

Ganz anders bei gesättigtem Dampf. Bei ihm ist die Wärmeübergangszahl vom Dampf an Metallwandung schon ohne lebhafte Bewegung so groß, daß die Vermeidung derselben durch hohe Kompression nicht mehr viel ausmacht. Man wird hier also die adiabatisch günstigste Kompression zweckmäßig nicht überschreiten und lieber einen stärkeren Absturzwirbel zulassen. Versuche mit gesättigtem Dampf deuten sogar darauf hin, daß man vorteilhaft noch unter dem adiabatisch günstigsten Kompressionsgrad bleibt. Vgl. auch die in Art. 8 und 9 des Haupttextes empfohlenen unterschiedlichen Kompressionsgrade für gesättigten und überhitzten Dampf.

96. Zu der nachteiligen Wirkung des Absturzwirbels ist weiter noch hervorzuheben, daß die zur Auffüllung des schädlichen Raumes dienende Dampfmenge im Vergleich zur gesamten eintretenden nur gering ist und daher bei dem lebhaften Wärmeübergang der trockene Wärmevorrat des Voreinströmungsdampfes bald erschöpft ist. Wenn es aus diesem Grunde während der Voreinströmungsperiode zum Wasserniederschlag kommt, kann diese Wirkung durch den trockenen Wärmevorrat des nachfolgenden Fülldampfes kaum noch ausgeglichen werden, weil die Strömung und Wirbelung desselben nach Art. 94 klein sind und die Wärmeübergangszahl daher trotz des hohen Druckes nur mäßig groß ist. Einmal gebildetes Wasser verwandelt sich also während der Füllung nicht oder nur zum geringen Teil wieder in Dampf und übt seinen verderblichen Einfluß auf die Temperatur der Wandungen während der Austrittsperiode aus.

Selbst wenn der Dampf bei einer Untersuchung nach Art. 3 bis 5 im Durchschnitt gerade trocken und gesättigt gefunden ist, wird man beim Auftreten eines starken Absturzwirbels zu vermuten haben, daß die **Wandung naß, der Dampf im Zylinder am Ende der Füllung überhitzt,** unter Umständen erheblich überhitzt ist. Auch wenn der Dampf im Mittel bei einer solchen Untersuchung etwas naß erscheint, wird noch mit Üebrhitzung und entsprechend stärkerer Wasserschicht zu rechnen sein. Bei hochreichender Kompression sind die Wärmeübergangszahlen während der Füllung des schädlichen Raumes und des Zylinders nicht so verschieden, und es wird daher nicht in so hohem Maße mit dem gleichzeitigen Vorhandensein von überhitztem Dampf und Wasser auf den Wandungen zu rechnen sein wie beim Auftreten eines starken Absturzwirbels (vgl. auch die Fußnote S. 454).

97. Die hochreichende Kompression ist nicht das einzig mögliche Mittel, den Absturzwirbel zu mildern. Ein anderes Mittel ist **der gedämpfte** frühzeitige **Voreintritt.** Der Diagrammflächenverlust wird bei richtiger Bemessung der Voreintrittsvergrößerung nicht beträchtlich sein. Es wird aber immer noch eine gewisse Wirbelung eintreten, die jedenfalls größer ist als die bei höher reichender Kompression. Da aber hochreichende Kompression, besonders bei Maschinen mit Kondensation, einen nicht unbedeutenden adiabatischen Verlust mit sich bringt, wird vielleicht doch mit der Kombination beider Mittel im richtigen Verhältnis ein wirtschaft-

licher Erfolg zu erreichen sein. Denn in der Nähe der adiabatisch günstigsten Kompression ist eine mäßige Abweichung von derselben, adiabatisch gerechnet, nur wenig nachteilig (wie man durch eine Untersuchung nach Art der im Art. 59 bis 61 erläuterten feststellen kann), so daß man sie zwecks Verminderung des Absturzwirbels schon ziemlich weit überschreiten kann, ohne auf der anderen Seite zu viel einzubüßen. Der Rest der Drucksteigerung kann dann mit gedämpfter Voreinströmung bewirkt werden.

Bei gedämpfter Voreinströmung läßt sich auch der Absturzwirbel leichter lokalisieren, was, wie noch gezeigt werden wird, für die Minderung der nachteiligen Wirkungen des Wirbels von Bedeutung ist.

98. Konstruktiv bietet die Erzeugung eines gedämpften Voreintritts keine erheblichen Schwierigkeiten. Er ist unbeabsichtigt bei allen Ventilsteuerungen in beschränktem Maße vorhanden, weil das Ventil aus dem Ruhezustand heraus geöffnet wird. Die sich mit Rücksicht hierauf als notwendig erweisende Verlegung der Deckungslinie bringt eine Vergrößerung des Voreinströmungswinkels mit sich und zieht gegenüber den Schiebesteuerungen den Voreinströmungsvorgang in die Länge (vgl. Art 467 bis 471).

Ob an der wirtschaftlichen Überlegenheit der Ventilsteuerungen gegenüber den Schiebersteuerungen dieser Umstand einen Anteil hat, läßt sich schwer sagen; die nicht planmäßige Dämpfung ist gering, weil man bei symmetrisch schwingenden Daumen und Wälzhebeln die Anfangsbeschleunigung möglichst groß macht, um am Ende der Füllung eine große Niedergangsverzögerung zu erhalten, die gestattet, das Ventil kurz vor dem Abschluß zwecks Minderung der Drosselung noch einigermaßen weit geöffnet zu halten (Art. 457).

99. Die Dämpfung des Voreintritts läßt sich nun ohne irgendwelche grundsätzlichen Änderungen an der Steuerung auf jedes gewünschte Maß bringen, wenn man dem Anlaufkreis (Anhang 23, Art. 6) einen größeren Radius gibt, als er im Art. 457 empfohlen ist[1]) und bei Wälzhebeln die Wälzkurven an der fraglichen Stelle etwas flacher gestaltet. Das würde aber auf Kosten des Abschlusses gehen und die Drosselung vergrößern und wegen der notwendigen stärkeren Verlegung der Deckungslinie (Art. 469) in die Länge ziehen.

Ob die Vorteile oder Nachteile einer solchen Maßnahme überwiegen, ist wieder schwer zu sagen. Der Verfasser neigt zu der Ansicht, daß man sich bei Heißdampfeinzylindermaschinen schon etwas stärkere Drosselung beim Abschluß zugunsten der Minderung des Absturzwirbels gefallen lassen darf, wenn man ihn nicht durch hochreichende Kompression ganz oder größtenteils beseitigt. Wenn das geschieht, ist der flachere Anlaufkreis natürlich fehlerhaft, weil dem Nachteil kein entsprechender Vorteil gegenübersteht.

100. Bei Umlaufdaumen bestehen diese Schwierigkeiten nicht; man kann die Öffnungskurve unabhängig von der Abschlußkurve gestalten (Anhang 23, Art. 16ff.) und damit gedämpften Voreintritt und schnellen

---

[1]) Es ist bei einer Maschine mit Schwingdaumensteuerung ohne wesentliche bauliche Änderung möglich, zwei Zustände der Maschine für vergleichende Versuche herzustellen. Da die *S*-Kurve für das mehr oder weniger schleichende Öffnen und Schließen maßgebend ist, kann man die Daumen belassen und nur Rollen von verschiedenem Durchmesser einsetzen und bei der kleineren Rolle, die das schleichendere Öffnen und Schließen ergibt, Δe (Art. 467 bis 471) durch entsprechende Einstellung der Exzenterstangenlänge um so viel größer einstellt, daß ein Indikatordiagramm von der gleichen Fläche wie bei der größeren Rolle erreicht wird.

Abschluß erreichen. Umlaufdaumen kommen ja aber wegen der Schwierigkeit der Füllungsregulierung für Hochdruckeinlaß kaum in Frage.

Es wäre aber auch denkbar, bei Schwingdaumen und Wälzhebeln den Öffnungs- und Abschlußvorgang zeitlich ungleich zu gestalten, wenn man nämlich statt des einfachen Exzenterantriebes ein Getriebe für schnellen Rückgang, nach Art der bei Werkzeugmaschinen gebräuchlichen anwendet. Solche Getriebe sind auch in Verbindung mit Stellexzentern möglich, würden aber immerhin etwas umständlich werden, so daß es fraglich ist, ob ihre Anwendung den Gewinn lohnen würde. Bei auslösenden Ventilsteuerungen ist der Öffnungsvorgang unabhängig vom Abschlußvorgang. Man erreicht gedämpften Voreintritt, wenn man die Klinke mit kleinstem Überhub arbeiten läßt (Führer 48, 18 und 76).

101. Bei Schiebermaschinen ist der gedämpfte Voreintritt ganz vereinzelt schon zu anderen Zwecken angewandt: Man hat den Eintrittsschieberlappen angeschnitten oder durchbohrt zu dem Zweck, den Druckwechsel im Gestänge zu verlegen und sanfter vor sich gehen zu lassen, wenn es bei großem, schädlichem Raum nicht gelingt, die Kompression auf die dafür günstige Höhe zu bringen. An die Bedeutung des Absturzwirbels und seiner Minderung scheint bei dieser Maßnahme nicht gedacht zu sein.

Es ergibt sich aus der Durchbohrung, ganz entsprechend den symmetrisch schwingenden Ventilsteuerungen, auch ein verschleppter Abschluß. Bei Doppelschiebersteuerungen würde dagegen der Expansionsschieberabschluß unabhängig von einer im Grundschieberdeckungslappen angebrachten Bohrung, also präzise erfolgen.

102. Wie oben bei Besprechung der Bedeutung hochreichender Kompression für die Minderung des Absturzwirbels erörtert wurde, hat derselbe bei gesättigtem Dampf keinen großen Einfluß auf den Wärmeaustausch. Das gilt natürlich auch für die Maßnahmen zur Minderung des Absturzwirbels durch gedämpften Voreintritt. Sie haben für gesättigten Dampf keine oder doch nur untergeordnete Bedeutung.

103. Außer der Verminderung der Wirbelung durch hochreichende Kompression und gedämpften Voreintritt dürfte noch eine **Lokalisierung des Absturzwirbels** an einer geeigneten Stelle in Verbindung mit der Dämpfung für die Verkleinerung der Wasserbildung von Bedeutung sein: Man denke sich die zuerst vom Dampf getroffenen Flächen so geformt, daß sich die Absturzenergie an ihnen größtenteils totarbeitet; es wird dann an ihnen vor Erreichung des Beharrungszustandes ein ganz besonders lebhafter Wärmeübergang stattfinden. Dabei werden die zuerst getroffenen Wandungsteile schnell auf eine Temperatur kommen, bei welcher auf ihnen kein Niederschlag mehr stattfindet, vorausgesetzt, daß der trockene Wärmevorrat des Dampfes für die Deckung des Wärmeverbrauchs an diesem beschränkten Teil der Flächen ausreicht.

104. Sobald dieser Punkt erreicht ist, hört auch die Wärmeentziehung größtenteils auf, und die Temperatur der Wandungen steigt, indem ganz ähnliche Verhältnisse eintreten, wie sie mit dem Abwischgedanken (besonders in Art. 83) erörtert wurden, mehr und mehr. Die Wärmeübergangszahl bleibt bei der starken Bewegung hoch, aber der Wärmeübergang wird wegen des geringen Temperaturunterschiedes zwischen Dampf und Wandung klein. Es wird jetzt von den Wirbelflächen nur noch wenig von dem trockenen Wärmevorrat verbraucht, er bleibt größtenteils reserviert

für die anderen schädlichen Flächen, für die er nun bei der schwachen Beströmung, wenn die Überhitzung hinreichend groß war und die schädlichen Flächen auf das äußerste eingeschränkt sind, ausreichen kann, um auch auf ihnen den Wasserniederschlag zu verhindern.

105. Durch die Einführung der Wirbelfläche darf natürlich die gesamte schädliche Fläche nicht wesentlich vergrößert werden, sie muß in der Hauptsache eine besonders geformte ohnehin erforderliche Umschließungsfläche des schädlichen Raumes sein.

Ferner darf die Wirbelfläche nicht den normalen Eintritt während der eigentlichen Füllung in nennenswertem Maße behindern.

Wenn die Einlaßventile in die Deckel eingebaut sind, ließe sich vielleicht durch Anbringung eines Ausbaues am Kolben, der sich in den Eintrittskanal mit dem nötigen Spiel etwas hineinschiebt, die Absturzenergie brechen, ohne daß nachher die Strömung behindert wird. Es ist aber auch möglich, daß schon bei dem ebenen, während der Voreinströmung dem Eintrittskanal nahe gegenüberstehenden Kolben die beabsichtigte Wirkung eintritt und bereits bisher bei dieser Bauart unbeabsichtigt eingetreten ist. Die in Art. 95 bis 105 erörterten Maßnahmen könnte man als Mittel zur Schonung des trockenen Wärmevorrats zwecks Vermeidung oder Verminderung des Niederschlages bezeichnen. Ein anderes Mittel ist offenbar das der Vergrößerung des trockenen Wärmevorrats, das jetzt besprochen werden soll.

106. Wirkung erhöhter Überhitzung. Die Höhe der Überhitzung findet in der durch sie gefährdeten Betriebssicherheit der Maschine und in den Ansprüchen an die Beschaffenheit und Menge des erforderlichen Zylinderöls ihre Grenze. Diese Grenze ist natürlich keine ganz feste, und man wird sich ihr um so mehr nähern, je größer der Gewinn durch hohe Überhitzung ist.

Es hat sich gezeigt, daß eine hohe Überhitzung von Vorteil ist und die Austauschverluste vermindert. Diese Wirkung hat man dem Umstande zugeschrieben, daß das spezifische Gewicht des Dampfes mit zunehmender Überhitzung abnimmt und damit auch die Wärmeübergangszahl, d. h. der auf 1° Temperaturdifferenz bezogene Wärmeübergang kleiner wird (vgl. Art. 91). Bei Voraussetzung einer bestimmten Wandungstemperatur ist diese Erklärung falsch, weil die Temperaturdifferenz schneller steigt, als die Wärmeübergangszahl abnimmt, so daß die Verluste mit zunehmender Überhitzung sogar steigen müßten. Aber, selbst wenn die Wandungstemperatur um ebensoviel steigt, als die Überhitzungstemperatur erhöht wird, ist der rechnungsmäßige Erfolg durch die kleinere Wärmeübergangszahl so gering, daß er die mit hoher Überhitzung verbundenen Mißstände nicht aufwiegen würde.

Der Erfolg der gesteigerten Überhitzung ist vielmehr **der Vergrößerung des trockenen Wärmevorrats zuzuschreiben.** Aber auch hier hat man zu beachten, daß es sich zunächst bei Auffüllung des schädlichen Raumes unter Voraussetzung gleichen Eintrittsdruckes um ein bestimmtes Volumen handelt, dessen Wärmeinhalt mit der Überhitzung nicht stark steigt. Erst dadurch, daß der Dampf sich abkühlt und daher neuen Dampf durch das geöffnete Steuerorgan nachdringen läßt, kommt der vergrößerte Wärmeinhalt der Gewichtseinheit zum Teil zur Geltung.

107. Wenn man bei einer Maschine, in welcher der überhitzt eintretende Dampf so stark abgekühlt wird, daß sich noch Wasser an den Wandungen niederschlägt, mit der Überhitzung allmählich hinaufgeht, wobei voraus-

gesetzt sei, daß die Maschine hierfür baulich geeignet ist, so wird infolge der Vergrößerung des trockenen Wärmevorrats des Dampfes schließlich ein Zustand eintreten, bei welchem kein Niederschlag mehr stattfindet. Damit wird auch die Wärmeabgabe für jeden Flächenteil bei Erreichung dieses Zustandes fast sprunghaft auf eine geringe Größe zurückgehen.

In diesem Augenblick, der ganz langsam erreicht gedacht werde, damit die Wärmeaufnahmefähigkeit der zurückliegenden Wandungsteile in ihrer Speicherwirkung ausscheidet, denke man sich die Temperatursteigerung des Dampfes abgebrochen. Die Wandungstemperatur wird dann aus den gleichen Gründen weitersteigen, die in Art. 83 mit dem Abwischgedanken erläutert wurden, und erreicht schließlich eine Höhe, die das Trockenbleiben der Wandungen in weit höherem Maße sichert als die Temperatur, welche die Wandungen bei der Temperatursteigerung des Dampfes bis zur Vermeidung des Niederschlages annahm. Die Wandungstemperatur rückt nach Erreichung der Trockenheit der Wandungen ohne weitere Steigerung der Überhitzung weit von dem Gefahrpunkt ab. Aber auch die Dampftemperatur sinkt nicht mehr so weit herab, weil, nachdem die Wandungen kein Wasser mehr annehmen, die Wärmeabführung ganz gering ist und die Wärmeabführung auch für die notwendige Wärmezufuhr maßgebend ist, für die nun der trockene Wärmevorrat mehr als ausreichend ist.

108. Der Verfasser hält nun auf Grund der vorstehenden Erwägungen folgendes eigenartige Verhalten der Maschine für möglich, ja wahrscheinlich: Geht man nach Erreichung des neuen Beharrungszustandes mit der Dampftemperatur wieder herab, so tritt doch, solange die Herabsetzung ein gewisses Maß nicht überschreitet, keine Wasserbildung ein, weil sowohl Wandungs- wie Dampftemperatur weit von dem Katastrophenpunkt entfernt sind. Die Wandungstemperatur wird bei den hohen Wärmeübergangszahlen des hochgespannten und lebhaft bewegten Dampfes viel näher der Temperatur des eintretenden Dampfes als der des austretenden Dampfes liegen. Die oben als nachteilig erkannten Eigenschaften des eintretenden Dampfes (große Wärmeübergangszahl bei dem hohen Druck und der starken Bewegung) erweisen sich jetzt als nützlich zur Erhaltung der günstigen Verhältnisse der hohen Überhitzung nach ihrer Herabsetzung.

Es wird also bei gleicher Überhitzung zwei von einander verschiedene Verbräuche geben, der eine, der bei aufsteigender, der andere, der bei absteigender Dampftemperatur eintritt, wenn inzwischen der Trockenpunkt erreicht ist und nach seiner Erreichung noch eine Zeitlang mit der hohen Überhitzung gearbeitet ist.

109. Die an der Grenze der Wasserbildung bestehende Unstetigkeit tritt für aufsteigende Überhitzung bei einer ganz anderen (höheren) Temperatur ein als für absteigende. Der Verfasser schätzt diesen Temperaturunterschied ziemlich hoch ein und glaubt, daß ein merkbarer Unterschied im Wärmeverbrauch für gleiche Überhitzung bei aufsteigender und absteigender Temperatur auch versuchsmäßig nachweisbar sein wird.

110. Es scheint auch nicht ausgeschlossen, daß sich auf dem Wege der Aufheizung mit stark überhitztem Dampf und Weiterarbeiten mit weniger überhitztem Dampf Betriebsersparnisse erzielen lassen, indem bei der niedrigen Temperatur etwa die gleiche Wärmeökonomie[1]) erzielen läßt wie bei

[1]) Der adiabatisch gerechnete Unterschied bleibt natürlich bestehen; er ist ja aber nach Art. 30 bis 32 nicht groß und dürfte in vielen Fällen durch die größeren Temperaturverluste in der Rohrleitung ausgeglichen werden.

der höheren, und die Ansprüche an die Beschaffenheit und Menge des Zylinderschmieröls bei der niedrigen Überhitzung geringer sind, auch die Maschine nicht dauernd den Gefahren der hohen Überhitzung ausgesetzt ist.

Das Verfahren ist natürlich nur anwendbar in Fällen, in denen die Maschine gleichmäßig belastet ist und auch eine einigermaßen gleichmäßige Überhitzung nach dem Aufheizen und Herabgehen mit der Überhitzung sichergestellt ist. Denn, wenn einmal bei den Schwankungen der Katastrophenpunkt erreicht wird, was im Betriebe nicht erkennbar ist, so ist ein Wiederaufheizen auf die hohe Temperatur erforderlich.

111. Weiter hinten (Art. 140) ist eine Formel angegeben, welche die Abhängigkeit der Austauschverluste von der Überhitzung angibt; sie ist aus einer freilich beschränkten Anzahl von Versuchen abgeleitet, die sie in möglichst einfacher Form darstellen soll. Die Formel ist mit $\beta = 0{,}001$ schon in der dritten Auflage dieses Werkes gebracht und ohne die vorstehenden neuen Überlegungen entstanden, also rein empirischer Art. Die zweite Potenz in der Gleichung weist auf die Bedeutung hoher Überhitzungen oder in der Sprache der voraufgegangenen Betrachtungen ausgedrückt auf die Bedeutung eines großen trockenen Wärmevorrats hin.

Die Funktion bringt aber nicht die Unstetigkeit, noch viel weniger die ungleiche Lage derselben beim Aufstieg und Abstieg der Temperatur zum Ausdruck. Da die Unstetigkeit nicht an allen Flächenteilen gleichzeitig auftritt, ist sie bei versuchsmäßiger Bestimmung des Gesamtverbrauchs auch nicht feststellbar. Es scheint auch verfrüht, eine andere Gleichung aufzustellen, welche die Abhängigkeiten besser zum Ausdruck bringt.

112. Die Gleichung weist durch das quadratische Glied im Zusammenhang mit den vorstehenden Betrachtungen aber noch auf eine andere besonders geartete Abhängigkeit hin, nämlich auf den Einfluß der Größe der schädlichen Flächen. Die schädlichen Flächen sind in einem späteren Abschnitt (Art. 115 bis 121) besonders behandelt; dort ist für gesättigten Dampf die Vermutung ausgesprochen, daß die Verluste den schädlichen Flächen, die noch in Flächen verschiedenen Schädlichkeitsgrades eingeteilt sind, den Flächen proportional sind. Das wird für überhitzten Dampf wahrscheinlich nicht zutreffen.

Bezieht man nämlich den trockenen Wärmevorrat auf die Flächeneinheit, so ist er pro Flächeneinheit bei gleicher Überhitzung und gleicher Dampfmenge um so größer, je kleiner die schädliche Gesamtfläche ist, gleiche Größe des schädlichen Raumes und gleiche Maschinengröße vorausgesetzt. Wenn man also die schädlichen Flächen einschränkt, so fallen nicht nur die ersparten Flächen als Verlustflächen heraus, sondern der Dampf behält für die Einheit der verbleibenden Flächen einen größeren trockenen Wärmevorrat und setzt an ihnen, wenn überhaupt noch ein Niederschlag stattfindet, weniger Wasser ab.

Wenn durch die Einschränkung der schädlichen Flächen für die verbleibenden der Punkt erreicht wird, daß sich überhaupt kein Wasser mehr niederschlägt, tritt auch bei der Variation der Flächen die oben entwickelte Unstetigkeit ein. Bei abnehmenden Flächen und gleicher Überhitzung gelten also für die verbleibenden Flächen ganz ähnliche Gesetze wie bei unveränderlichen Flächen und zunehmender Überhitzung.

113. Dieser Zusammenhang ist deshalb von besonderer Bedeutung, weil Versuche mit verschiedenen Überhitzungen an ein und derselben Maschine verhältnismäßig leicht vorgenommen werden können (Betriebs-

variationen), während für Versuche mit verschieden großen Flächen und gleicher Überhitzung mehrere Maschinen gleicher Größe und verschieden großen Flächen erforderlich sind oder doch bei einer Versuchsmaschine starke bauliche Veränderungen mehrfach vorgenommen werden müßten (Bauvariationen).

Man wird aus diesem Zusammenhang schließen können, daß der Einfluß der Verminderung der schädlichen Flächen auf die Wärmeverluste bei überhitztem Dampf über die einfache Proportionalität hinausgeht.

114. Die Betrachtungen über den Wärmeaustausch (Art. 76 bis 113) enthalten, soweit sie den überhitzten Dampf betreffen, zum Teil neue Gesichtspunkte und weichen in den Ergebnissen größtenteils von den bisherigen Anschauungen stark ab. Die weit verbreitete Ansicht, daß das geringere spezifische Gewicht des überhitzten Dampfes die Hauptursache oder auch nur ein erheblicher Grund für die geringeren Austauschverluste in den mit überhitztem Dampf betriebenen Maschinen sei, ist als irrig erwiesen (vgl. Art. 106). Es ist gezeigt, daß die Zusammenhänge außerordentlich verwickelt sind und daß die Schonung des trockenen Wärmevorrats oder die Schaffung eines im Vergleich zu der Größe der schädlichen Flächen hinreichend großen trockenen Wärmevorrats zwecks Vermeidung oder Verminderungen der Rückwirkungen der Austrittperiode das Wesen der Sache ausmachen und daß die Lösung der Aufgabe nicht in der Anwendung eines einzigen Mittels zu suchen ist, sondern daß die Wirkungen der einzelnen Mittel stark ineinander greifen, und daß auch das zweckmäßige Maß der Anwendung des einen oder anderen Mittels im Zusammenhang mit der Wirkung der anderen Mittel zu beurteilen ist.

Die Betrachtungen genügen bei der Unsicherheit der Größe der Wirkung der einzelnen Mittel noch nicht, um ganz bestimmte Vorschläge zur Nutzbarmachung der einzelnen Gedanken zu machen. Dazu werden noch zahlreiche Versuche notwendig sein. Sie werden aber den Konstrukteur mit dem schwierigen Problem einigermaßen vertraut machen, ihn vor einseitiger Beurteilung gewisser Wirkungen bewahren und ihn schließlich in die Lage versetzen, wenn auch zum Teil nur gefühlsmäßig, einigermaßen das Richtige zu treffen.

Vielleicht werden die Betrachtungen auch dazu dienen, künftige Versuche in die richtigen Bahnen zu lenken.

Die schädlichen Flächen.

115. Als schädliche Flächen sind nach Art. 88 diejenigen Flächen im Innern einer Dampfmaschine anzusehen, welche dem periodischen Druck- und Temperaturwechsel ausgesetzt sind. Als schädliche Flächen im weiteren Sinne sind hiernach auch die Innenflächen des Aufnehmers von Verbundmaschinen anzusehen, und zwar in um so höherem Maße, je größer die Druckschwankungen in ihm sind.

Es ist selbstverständlich, daß auf die Einschränkung der Größe der schädlichen Flächen der Dampfzylinder und Kolben der allergrößte Wert zu legen, und unerklärlich, mit welcher Nichtachtung z. T. die Praxis über diese elementare Forderung hinweggegangen ist. Mag auch für den ausübenden Ingenieur das Eindringen in die mathematischen Entwickelungen und in die verbindenden Gedankengänge der im Art. 73 genannten klassischen Aufsätze schwierig sein und mögen auch manche der nun einmal bei der Schwierigkeit des Problems nicht zu vermeidenden Annahmen

und Voraussetzungen nicht überzeugend sein, das eine steht aber seit fast einem halben Jahrhundert wenigstens für gesättigten Dampf fest[1]) und ist auch, wenn man sich nur oberflächlich mit der Frage beschäftigt hat, klar, daß diese Verluste, wenn auch für die verschiedenen Teile der den schädlichen Raum umgebenden Flächen mit einer verschiedenen Proportionalitätskonstanten[2]), den Flächen, wenn auch nur roh angenähert, proportional sind und daß jeder ersparte Quadratzentimeter verhältnismäßig großen Gewinn bringt.

Immer noch verstößt häufig die Praxis (zum Teil auch die erster Firmen) trotz mehrfacher Hinweise gegen diese selbstverständliche Regel, zieht die Zylinderdeckel stark in den Zylinder hinein, ohne die Umflächen gegen den Zutritt des Dampfes zu schützen, wendet selbst bei einstufigen Maschinen einschalige Kolben mit hoher Krempe und in das Innere des Kolbens ragendem Zylinderdeckel an (vgl. Art. 67 des Haupttextes; bei Lokomotiven findet die Bauart ganz allgemein Anwendung), befestigt die Kolben mit vorstehenden Muttern, für welche im Zylinderdeckel ein Nest ausgespart werden muß, und schenkt bei einem durch geschickte Einschränkung der schädlichen Flächen erzielten Erfolg lieber unerwiesenen Behauptungen über die Wunderwirkung einer besonderen Strömungsart Glauben, als bei sich Einkehr zu halten und sich der Macht dieser einfachen Erwägung zu unterwerfen.

Seit ich die Vorwürfe in der 3. Auflage dieses Werkes in der vorstehenden Form erhob, hat sich vieles gebessert, aber es wird von manchen Firmen immer noch gefehlt.

Der bauliche Mehraufwand zur Vermeidung vorstehender Nachteile ist so unbedeutend, daß er gegen die dadurch stark verminderten Verluste gar nicht in Betracht kommt.

Bei Einzylindermaschinen nimmt man heute auch größere Umständlichkeiten im Bau und Zusammenbau der Maschinen auf sich, um die schädlichen Flächen einzuschränken und die verbleibenden kräftig zu heizen. Man kommt damit auf Grundsätze zurück, die Corliß vor mehr als einem halben Jahrhundert nachdrücklich vertrat.

116. Um Rechnungen über die Größe der in einer gegebenen Dampfmaschine auftretenden Austauschverluste vornehmen zu können, muß man zunächst die Größe der schädlichen Flächen ermitteln. Wegen des verschiedenen Schädlichkeitsgrades wird man sie noch in mehrere Gruppen einteilen.

Der Dauer der Berührung nach hat man zu unterscheiden die Flächen, welche den schädlichen Raum umgeben, wenn der Kolben in der Totlage steht, und die vom Kolben beim Vorschreiten freigegebenen Flächen, welche zonenweise eine verschiedene Berührungsdauer haben.

Die ersteren mögen als **schädliche Dauerflächen** oder kurz als Dauerflächen, die zweiten als **schädliche Zuwachsflächen** oder kurz als Zuwachsflächen bezeichnet werden.

---

[1]) Für überhitzten Dampf geht der Einfluß wahrscheinlich noch über die Proportionalität hinaus (vgl. Art. 112).

[2]) Je nach Lage, Deckung, Beströmung, Oberflächenzustand, Heizung der Flächen. Die durch die ungleiche Beströmung bedingten Ungleichheiten werden bei überhitztem Dampf viel größer sein als bei gesättigtem Dampf, weil letzterer überall dorthin gelangt, wo Wärme abgegeben wird, indem der niedergeschlagene Dampf sich durch neuen ersetzt.

Kirsch unterscheidet die letzteren in seiner oben erwähnten Schrift, aus dem Jahre 1886 vom prinzipiellen Standpunkte mit Recht in solche, welche nur dem Dampf der einen Kolbenseite zugänglich sind, und solche, welche vom Dampf beider Zylinderseiten berührt werden (vgl. auch die Aufstellung in Grashofs Theorie der Kraftmaschinen S. 711). Hier soll wegen des starken Überwiegens der Wirkung der Dauerflächen der letztere Unterschied außer acht bleiben; doch schien es zweckmäßig, angesichts der neuerdings in wärmetechnischer Beziehung sehr übertriebenen Bewertung des Langkolbens darauf hinzuweisen, daß die Frage gerade in der für die Theorie des Wärmeaustausches maßgebenden Literatur längst erwogen ist.

117. Die Schädlichkeit der einzelnen Flächenteile ist aber noch von vielen anderen Umständen abhängig; man wird daher auch an ein und derselben Maschine noch zu unterscheiden haben: geheizte und ungeheizte Flächen, offene und gedeckte Flächen, mehr oder weniger stark beströmte Flächen.

Zu den gedeckten Flächen sind vor allem die zylindrischen Umflächen eingezogener Zylinderdeckel zu zählen, ferner der zylindrische Kolbenrand bis zum ersten Kolbenring, beide mit ihren Gegenflächen am Dampfzylinder, also doppelt zu rechnen.

Einer besonders starken Beströmung sind die Flächen der Dampfkanäle ausgesetzt; bei ihnen wird man noch zu unterscheiden haben, ob sie sowohl von Einlaß- wie von Auslaßdampf durchströmt werden, oder ob die Steuerorgane getrennt liegen und die Zu- und Abführung des Dampfes auf verschiedenen Wegen stattfindet.

118. Schließlich ist für das Maß der Schädlichkeit der Oberflächenzustand und das Oberflächenmaterial von Bedeutung. Man wird für eine möglichst glatte Oberfläche der schädlichen Flächen Sorge tragen und wird auch Poren, die wieder besonders bei gesättigtem Dampf nachteilig wirken, schließen.

Wegen der geringen Eindringungstiefe der Austauschwärme in die Zylinderwandung hat die schon mehrfach vorgeschlagene Anbringung eines Überzuges aus einem anderen geeigneten Material Aussicht auf Erfolg. Es dürfte eine für die Förderung der Dampfökonomie lohnende Aufgabe sein, verschiedene mögliche Überzüge (etwa geeigneter Emaillen auf den nicht vom Kolben bestrichenen Flächen, welche, wie bemerkt, sowohl der Größe wie der schädlichen Wirkung der Einheit nach den Hauptanteil an den Verlusten haben) auf ihr Verhalten bei periodisch wechselndem Dampfzustand zu untersuchen.

Es brauchen die Überzugsmaterialien nicht gerade die Eigenschaften eines Isoliermittels zu haben, das mit den nötigen sonstigen Eigenschaften doch wohl schwer ausfindig zu machen wäre. Es würde schon viel gewonnen sein, wenn der Überzug in der Leitungsfähigkeit und in der spezifischen Wärme pro Volumeneinheit erheblich hinter dem Gußeisen zurücksteht.

Als ein Überzug von heute noch im Vergleich zum blanken Gußeisen unbekannten Eigenschaften kann auch die Gußhaut unbearbeitet bleibender Flächen des schädlichen Raumes angesehen werden. Sollten Untersuchungen ergeben, daß die Gußhaut günstigere Eigenschaften besitzt als das blanke Gußeisen, so würde das dahin führen, daß man durch sorgfältigste Behandlung der Oberflächen der Gußformen und Kerne, welche die künftigen schädlichen Flächen bilden, die Oberfläche so glatt wie möglich zu machen sucht, aber von einer Bearbeitung dort absieht, wo sie nicht aus anderen Gründen notwendig ist.

Die Möglichkeit, daß das mit dem Dampf in den Zylinder eintretende und sich auf den schädlichen Flächen ablagernde Schmieröl einen bedeutenden Einfluß auf den Wärmeaustausch hat, wie schon behauptet ist, kann nicht in Abrede gestellt werden.

119. Die schädlichen Dauerflächen bringt man, nachdem man ihre Größe, die mit O bezeichnet werde, bestimmt hat, zweckmäßig in Beziehung zur Zylinderquerschnittfsläche, indem man das Verhältnis

$$\frac{O}{F} \quad \text{bildet, worin} \quad F = \frac{\pi}{4} D^2 \quad \text{ist.}$$

Um das Maß ihrer Schädlichkeit zum Ausdruck zu bringen, ist die Reduktion auf die ungeheizten, offenen schädlichen Flächen zu empfehlen und die reduzierte schädliche Fläche O_r zu setzen:

$$O_r = O_1 + \alpha O_2 + \beta (O_3 + \alpha O_4), \tag{29}$$

worin O_1, O_2, O_3, O_4 die im Kopf der nachfolgenden tabellarischen Aufstellung angegebene Bedeutung haben.

α und β sind Koeffizienten kleiner als 1, welche die geringere Schädlichkeit der geheizten bzw. der gedeckten schädlichen Flächen im Vergleich zu den offenen, ungeheizten schädlichen Flächen ausdrücken.

Die Größe dieser Koeffizienten kann allgemein nicht angegeben werden. Sie werden nach eigenem Ermessen und auf Grund besonderer Versuchserfahrungen anzunehmen sein.

Für den Schulgebrauch wird gesetzt werden können:

α bei Heizung mit strömendem gesättigten oder überhitztem Frischdampf . . . . = 0,65,
bei Heizung mit stagnierendem gesättigtem Dampf, unter Voraussetzung guter Entwässerung und Entlüftung der Heizräume . . . . = 0,75,
Heizung mit stagnierendem, überhitzt in den Heizraum eintretendem Dampf ist gegenüber Arbeitsdampf von gleichem Anfangszustande wirkungslos;

β für gesättigten Dampf je nach Maß der Deckung . . 1 bis 0,4,
für überhitzten Dampf je nach Maß der Deckung . . 0,3 bis 0,1.

Man stellt zweckmäßig eine Tabelle für die schädlichen Flächen nach untenstehendem Muster auf (die Zahlen entsprechen den Verhältnissen der Hauptaufgabe).

$F = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi}{4} 420^2 = 1385{,}4$ qcm	Schädliche Dauerflächen in qcm				
	im ganzen	offene Flächen		gedeckte Flächen	
		ungeheizt	geheizt	ungeheizt	geheizt
	O	O_1	O_2	O_3	O_4
Kolbenstirnfläche mit Vorsprüngen	1400	1400			
Kolbenumfläche bis zum ersten Kolbenring. .	330			330	
Zylinderumfläche bis zum ersten Kolbenring .	470	135		335	
Deckelfläche nach Abzug der Kanalöffnungen	1267		1267		
Einlaßventilgehäuse mit Ventil und Kanal . .	1400		1400		
Auslaßventilgehäuse mit Ventil und Kanal . .	1981	1494	487		
Summe	6848	3029	3154	665	

120. Das Verhältnis $\frac{O}{F}$ ist hier gleich $\frac{6848}{1385,4} = 4,9$. Die reduzierten schädlichen Flächen ergeben sich für gesättigten strömenden Dampf mit $\alpha = 0,65$, $\beta = 0,5$:

$$O_r = 3029 + 0,65 \cdot 3154 + 0,5\,(665 + 0,65 \cdot 0) = 5411,6 \text{ qcm} = 3,906\,F.$$

Das Verhältnis $\frac{O}{F}$ (nicht reduziert) ist in der Literatur schon für einzelne Maschinenarten verschiedentlich festgestellt, jedoch ohne die gedeckten Flächen. Kirsch fand in der mehrfach erwähnten Schrift als Durchschnitt aus fünf Einzylindermaschinen verschiedener Bauart für eine Zylinderseite $\frac{O}{F} = 4,85$. Um mit diesem Resultat verglichen zu werden, muß man bei der oben berechneten Maschine die gedeckten Flächen ausscheiden, womit sich $\frac{O}{F}$ (nicht reduziert) gleich 4,46 ergibt.

Bei Hinausverlegung des Auslaßorgans aus dem Füllraum nach Fig. 184, 185, 187, 188 wäre man auf 3,1 gekommen, hätte aber die später hinzukommenden Flächen des Gehäuses und Ventils noch mit einem Anteil bei den Zuwachsflächen in Anrechnung bringen müssen. Bei dem reinen Gleichstromsystem (Art. 636 bis 643) fällt dieser Zuschlag fort.

Bei Ventilsteuerungen mit normalem Einbau der Ventile in den Zylinderkörper kommt man im allgemeinen auf $O_r = 5\,F$. Bei Kolbenschiebern höher, besonders wenn bei kurzem Schieber noch S-förmige Kanäle vom Schiebergehäuse zum Zylinder führen.

Bei wenig sorgfältiger, nicht auf die Einschränkung der schädlichen Flächen gerichteter Durchbildung des schädlichen Raumes erreichen die schädlichen Dauerflächen zuweilen das 8- bis 9fache der Kolbenfläche; insbesondere bei Fördermaschinen mit seitlich liegenden Ventilen (vgl. Schellewald, Dynamik, Regelung und Dampfverbrauch der Dampffördermaschine. Berlin 1917, Verlag von Julius Springer).

Es sollten schädliche Flächen in jedem Falle einzeln berechnet und keine Mittelwerte für $\frac{O}{F}$ eingeführt werden, um ein Urteil zu gewinnen, wo sich noch etwas sparen läßt und welche Opfer nach anderer Richtung für den durch die Ersparnis an Fläche erzielbaren Betriebsgewinn etwa zu bringen sind.

121. Die schädliche Wirkung der Zuwachsflächen im Vergleich zu derjenigen der Dauerflächen wird am besten mit der von Grashof, Zeitschr. d. V. d. I. 1884, S. 315 aufgestellten Gleichung (vgl. auch Grashofs Theorie der Kraftmaschinen, S. 740), beurteilt. Die Gleichung, welche in der dritten Auflage der Anleitungen weiter erläutert war, zeigt, daß der Anteil, den die Zuwachsflächen an den Austauschverlusten haben, im Vergleich zu dem der Dauerflächen nicht groß ist. Ein mit ihr durchgerechnetes Beispiel ergab bei $\frac{O}{F} = 4$ und einem Füllungswinkel von 50° den Verlust durch die Zuwachsflächen nur gleich 14,5% desjenigen der Dauerflächen. Bei dem starken Einfluß, den eine lebhafte Bewegung bei überhitztem Dampf auf den Wärmeaustausch hat, dürfte bei ihm der

Anteil, den die Zunahmsflächen an dem Wärmeaustausch haben, noch geringer sein als bei gesättigtem Dampf (vgl. Art. 94 und 96).

Die starke Wirkung der schädlichen Dauerflächen läßt erwarten, daß die Kurve, welche die Verluste als Funktion der Fällung oder als Funktion der Leistung darstellt (in Fig. 327 S. 489 nach unten abgetragen), mit einer starken Anfangskonstanten behaftet ist.

Einfluß der Drehzahl, des Hubes und der Kolbengeschwindigkeit auf die Austauschverluste.

122. Versuche an ein und derselben Maschine, deren Dampfverbrauch nacheinander für verschiedene Drehzahlen untersucht wurde, haben gezeigt, daß die Austauschverluste mit zunehmender Drehzahl abnehmen, was gleichbedeutend mit der Abnahme der Verluste mit zunehmender Kolbengeschwindigkeit bei gleichem Hub ist. Es haben aber auch Vergleiche der Versuchsergebnisse von Maschinen mit verschiedenem Hub gezeigt, daß bei gleicher Kolbengeschwindigkeit die Austauschverluste um so kleiner sind, je größer der Hub ist, daß also langhubige Maschinen im allgemeinen wirtschaftlicher arbeiten als kurzhubige.

Diese letztere Erfahrung zeigt, daß ein häufiger Wärmewechsel die Wärmeverluste pro Zeiteinheit vergrößert[1]), während sie sich nach der ersten Erfahrung pro Wechsel (pro Umdrehung) verkleinern.

123. Von den Zusammenhängen kann man sich in folgender Weise ein Bild machen: Bei pulsierender Wärmewirkung ist die in die Wandung eindringende Wärme nicht der Zeit proportional, sondern wächst (infolge der zunehmenden Stauung der Wärme in den nachfolgenden Schichten der Wandung) langsamer als die Zeit, oder was dasselbe ist, die in unendlich kleinen Zeitteilen eintretende Wärmemenge nimmt mit der Dauer der Berührung ab.

Wenn O_r die Fläche, Q_1 die Wärmemenge ist, welche während der Zeit z eingetreten ist, so gilt mit einer Konstanten k_1 die Gleichung

$$Q = k_1 O_r f(z) .$$

Von der Funktion $f(z)$ weiß man auf Grund der vorstehenden Erfahrungen und Überlegungen nur, daß sie langsamer zunimmt als die Zeit z. Die einfachste Funktion, die dieser Bedingung genügt, ist die Potenzfunktion mit einem Exponenten kleiner als 1. Solange keine Anhaltspunkte vorhanden sind, daß eine andere Funktion besteht, werde diese besonders einfache Funktion gewählt.

124. Die Zeit des Wärmeeintritts ist der Drehzahl umgekehrt proportional; daher werde mit n^m im Nenner und mit einer andere Konstante k_2 gesetzt

$$Q = k_2 O_r \frac{1}{n^m}, \tag{30}$$

worin $m < 1$ ist.

---

[1]) Maschinen von gleicher Leistung, gleicher Kolbengeschwindigkeit und gleichem Indikatordiagramm haben nach Anhang 1, Gleichung (8) die gleiche Kolbenflache. Da nach Anhang 19, Gleichung (4) auch die erforderlichen Kanalquerschnitte gleich groß sind, wird bei gleicher Durchbildung des schädlichen Raumes auch mit gleich großen schädlichen Dauerflächen $\left(\text{gleichem } \frac{O_r}{F}\right)$ gerechnet werden können. Damit sind die Vergleichsgrundlagen zwischen langhübigen und kurzhübigen Maschinen, abgesehen von den größeren Zuwachsflächen der langhübigen Maschinen, einigermaßen gleich.

Man könnte gegen den Übergang von der Zeit des Wärmeeintritts zum reziproken Wert der Drehzahl einwenden, daß die Wärmeaustrittszeit durch die höhere Drehzahl ebenfalls verkürzt und damit auch die austretende Wärmemenge vermindert werde.

Dazu ist unter Hinweis auf Art. 78 bis 79 zu bemerken, daß eine namhafte Wärmemenge aus den Wandungen nur austritt, solange die Wandungen feucht sind. Da unter normalen Bedingungen anzunehmen ist, daß die Wandungen lange vor Beginn der Kompression trocken werden, so wird mit zunehmender Drehzahl die Abkühlungszeit pro Umdrehung sich nicht wesentlich verkürzen, vielmehr wird die Wärmeabgabe durch Nachdampfen sich nur weiter in die Austrittsperiode hineinziehen.

Es ist bei der Aufstellung der Gleichung (30) gedacht, daß der Exponent m durch versuchsmäßige Veränderung der Drehzahl an ein und derselben Maschine festgestellt wird, womit dann die Unsicherheit des Überganges von der Zeit zum reziproken Wert der Drehzahl zum Teil verschwindet.

125. Dividiert man die Gleichung (30) durch die Gleichung der Arbeit für eine Umdrehung auf einer Kolbenseite, d. h. durch $A = F s p_i$, so erhält man den Wärmeverlust durch inneren Wärmeaustausch pro Arbeitseinheit

$$\frac{Q}{A} = k_2 \frac{O_r}{F} \frac{1}{s} \frac{1}{p_i} \frac{1}{n^m}. \qquad (31)$$

Bei den Veränderungen der Drehzahl soll an dem mittleren indizierten Druck festgehalten werden. Daher möge p_i in die Konstante mit aufgenommen werden, die mit k_3 bezeichnet werde. Damit wird

$$\frac{Q}{A} = k_3 \frac{O_r}{F} \frac{1}{s} \frac{1}{n^m} \qquad (32)$$

oder

$$\frac{Q}{A} = k_3 \frac{O_r}{F} \frac{1}{s^{1-m}} \left(\frac{1}{n s}\right)^m,$$

Da $\frac{n s}{30}$ gleich der Kolbengeschwindigkeit c ist, wird, indem man mit 30^m in die jetzt mit k_4 bezeichnete Konstante geht,

$$\frac{Q}{A} = k_4 \frac{O_r}{F} \frac{1}{s^{1-m}} \frac{1}{c^m}. \qquad (33)$$

Wenn m, wie oben festgestellt wurde, kleiner als 1 ist, ist $1-m$ ebenfalls kleiner als 1 und positiv. Damit kommt dann das obige Gesetz, daß die Wärmeverluste langhubiger Maschinen kleiner sind als die kurzhubiger von gleicher Kolbengeschwindigkeit unmittelbar als Folge von Gleichung (30) zum Ausdruck.

126. In dem Tabellenwerk von Hrabák (vgl. S. 413) sind die Verluste der Quadratwurzel aus der Kolbengeschwindigkeit umgekehrt proportional gesetzt, d. h. der Exponent von c in obiger Gleichung ist gleich $\frac{1}{2}$ angenommen. Es ist aber der Einfluß von s ganz außer acht gelassen, was einem Exponenten Null für s in obiger Gleichung gleichkäme.

Dieser Exponent ist aber, wenn man die Überlegung mit der Belanglosigkeit der Wärmeausgangszeit gelten läßt, auch theoretisch nicht zu rechtfertigen, wenn der Exponent von c von 1 verschieden ist.

Die Hrabàksche Regel, die auch mit in Art. 122 mitgeteilter Erfahrung nicht übereinstimmt, hat bei der großen Verbreitung, die sein Buch früher hatte, zweifellos im Sinne des Baues kurzhubiger Maschinen gewirkt, und zwar in einem Maße, das wirtschaftlich nicht zu rechtfertigen war; denn da kurzhubige Maschinen billiger als langhubige Maschinen sonst gleicher Bauart sind, wird der Konstrukteur bei der Aussicht, an der Wirtschaftlichkeit kaum etwas einzubüßen, oft sich für einen kleinen Hub entschieden haben, wo ein größerer am Platze gewesen wäre.

127. Es scheint nach einer sehr beschränkten Zahl von Versuchen, daß ein Exponent $m = 0{,}6$ mittleren Verhältnissen bei gesättigtem Dampf am besten entspricht.

Führt man noch als Arbeitseinheit die PS_i-st ein und bezeichnet den Wärmeverlust für diese Einheit mit W, so gehen die Gleichungen (32) und (33) mit dem Exponenten $m = 0{,}6$ und den neuen Konstanten K und K' über in

$$W = K \frac{O_r}{F} \frac{1}{s} \frac{1}{n^{0,6}} \tag{34}$$

und

$$W = K' \frac{O_r}{F} \frac{1}{s^{0,4}} \frac{1}{c^{0,6}}. \tag{35}$$

Zur Erleichterung der Ausrechnung von Gleichung (34) soll folgende Tabelle dienen:

n =	40	50	60	65	70	75	80	85	90	95
$n^{0,6}$ =	9,146	10,46	11,67	12,24	12,80	13,34	13,86	14,38	14,88	15,37
n =	100	105	110	115	120	125	130	140	150	160
$n^{0,6}$ =	15,85	16,32	16,78	17,24	17,68	18,12	18,56	19,40	20,21	21,01
n =	170	175	180	190	200	225	250	275	300	400
$n^{0,6}$ =	21,79	22,17	22,55	23,29	24,02	25,78	27,46	29,08	30,64	36,41

128. Die Konstante K bzw. K' ist abhängig von dem Eintrittsdruck, der Überhitzung, dem Gegendruck, dem Expansionsgrad, dem Kompressionsgrad, alles Dinge, deren Einfluß auf den Wärmeaustausch schon einzeln außerordentlich verwickelt und noch nicht genauer erforscht ist. Es können die Formeln (34) und (35) daher mit der Aussicht auf einigermaßen zuverlässige Ergebnisse nur benutzt werden zur Übertragung von Versuchsergebnissen ausgeführter Maschinen auf neu entworfene, bei welchen die in der Konstanten K enthaltenen Größen die gleichen sind.

129. Dabei ist es noch fraglich, ob die gefundene Abhängigkeit der Verluste von dem Hub und der Drehzahl auch für überhitzten Dampf gilt; denn sie wurde gefunden auf Grund von Erwägungen und von Versuchen, die sich auf gesättigten Dampf beziehen. Die Vorgänge beim Wärmeeintritt sind aber, wie oben gezeigt wurde, bei überhitztem Dampf ganz andere als bei gesättigtem.

Da aber die Vorgänge beim Wärmeaustritt, soweit bei überhitztem Dampf noch Wasser auf den Wandungen abgesetzt wird, ähnliche sind wie bei gesättigtem Dampf und diese auch auf den Wärmeeintritt rückwirken (Art. 81 bis 86), mögen in Ermangelung besserer Grundlagen die Formeln (34) und (35) auch für überhitzten Dampf angewandt werden, aber nur für gleiche Überhitzungsgrade bei den beiden zu vergleichenden Maschinen.

Im nachfolgenden sollen einige Umrechnungen des Verbrauchs auf neue Maschinen für den Fall, daß die in der Konstanten K enthaltenen Größen unverändert bleiben, vorgenommen w rden. Weiter unten soll dann noch eine absolute Verlustformel mit veränderlichem K mit allen durch die Unsicherheit der in K enthaltenen Einflüsse gebotenen Vorbehalten gegeben werden.

Umrechnung der Verluste auf verschiedene Maschinen mit gleichem Indikatordiagramm.

130. Die Daten und Versuchsergebnisse einer ausgeführten Maschine seien die folgenden (die eingeklammerten Werte sind für die Rechnung ohne Bedeutung und dienen nur zur allgemeinen Orientierung): $p_1 = 8$ at, $p_i = 2{,}7$, $s = 0{,}8$ m, $n = 110$, $\frac{O_r}{F} = 4{,}8$ ($D = 0{,}50$ m; $N_i = 204$; $c = 2{,}93$ m). Der Verbrauch möge betragen haben pro PS$_i$-st $= 9{,}2$ kg gesättigten Dampfes. Man berechnet zuerst C_a (hier C_{as}) nach Art. 27ff., dann C_u und C_t möglichst auf Grund der vorliegenden Diagramme[1]). Es sei gefunden $C_a + C_u + C_t = 5{,}95$, dann sind die unsichtbaren Verluste $= 9{,}2 - 5{,}95 = 3{,}25$. Die Lässigkeitsverluste mögen geschätzt werden (wegen des als gut vorauszusetzenden Maschinenzustandes beim Garantieversuch) niedrig $C_l = 0{,}35$ kg pro PS$_i$-st. Es verbleiben dann als Verluste durch Wärmeaustausch und äußere Abkühlung $3{,}25 - 0{,}35 = 2{,}9$ kg Dampf pro PS$_i$-st, entsprechend einem Wärmeverbrauch von $\lambda \cdot 2{,}9$.
Man berechnet K aus der Gleichung (34):

$$\lambda 2{,}9 = K 4{,}8 \cdot \frac{1}{0{,}8} \frac{1}{110^{0{,}6}} .$$

Man kann noch mit der Gesamtwärme λ, welche wegen des nach Art. 128 bei den umzurechnenden Maschinen gleich anzunehmenden Anfangszustandes des Dampfes eine unveränderliche Größe ist, in die Konstante K gehen, welche damit eine andere, aber für die verschiedenen Beispiele gleiche Bedeutung annimmt:

$$2{,}9 = K 4{,}8 \frac{1}{0{,}8} \frac{1}{110^{0{,}6}} ; \qquad K = 8{,}29 .$$

131. Beispiel 1: Es sollen die Abkühlungsverluste einer wesentlich kleineren gleichartigen Maschine mit $s = 0{,}5$, $n = 150$ ($D = 0{,}312$ m; $N_i = 68{,}8$; $c = 2{,}5$ m) bestimmt werden, $\frac{O_r}{F}$ möge sich bei der Konstruktion $= 5{,}0$ ergeben haben; dann ist der Dampfverlust C_k durch Abkühlung, indem man das oben gefundene $K = 8{,}29$ einsetzt:

$$C_k = 8{,}29 \cdot 5{,}0 \cdot \frac{1}{0{,}5} \frac{1}{150^{0{,}6}} = 4{,}1 \text{ kg}.$$

Hiermit ergibt sich der Gesamtverbrauch, wenn man den Lässigkeitsverlust der kleineren Maschine etwas größer, etwa $= 0{,}5$ statt $0{,}35$, annimmt:

$$C_i = 5{,}95 + 4{,}1 + 0{,}5 = 10{,}55 \text{ kg} \quad (\text{statt } 9{,}2 \text{ kg}).$$

---

[1]) Abgekürztes Verfahren vgl. Art. 134 und 135.

132. Beispiel 2: Es sind die Abkühlungsverluste für einen stehenden Schnelläufer mit $s = 0{,}3$; $n = 250$; $\frac{O_r}{F} = 5{,}0$ ($D = 0{,}300$ m; $N_i = 212{,}7$; $c = 2{,}5$ m) wieder für die gleiche Dampfverteilung wie bei der Vergleichsmaschine zu berechnen. Es ist wie vorher $K = 8{,}29$, damit wird

$$C_k = 8{,}29 \cdot 5{,}0 \frac{1}{0{,}3} \frac{1}{250^{0{,}6}} = 5{,}03 \text{ kg}$$

gegenüber 4,1 bei der langhubigen Maschine des Beispiels 1.

Schätzt man die Lässigkeitsverluste dieser Maschine noch etwas größer als beim Beispiel 1, etwa $= 0{,}6$ kg, so wird

$$C_i = 5{,}95 + 5{,}03 + 0{,}6 = 11{,}58 \text{ kg (statt 9,2 kg und statt 10,55 kg).}$$

Die Umrechnung bringt die oben erwähnte und aus der Praxis bekannte Tatsache deutlich zum Ausdruck, daß kurzhubige Maschinen bei gleicher Kolbengeschwindigkeit größere Verluste aufweisen als langhubige.

133. Die hier für die Umrechnung des Verbrauchs aus den Versuchsergebnissen einer vorhandenen Maschine gewählten Maschinen weichen in der Größe, zum Teil auch in der Bauart sehr erheblich von der ursprünglichen Maschine ab. Durch die Wahl solcher in ihren Verhältnissen stark verschiedener Maschinen sollte der Einfluß der Abweichungen auf die Verluste besonders stark hervorgehoben werden.

Bei der infolge der Schwierigkeit des Problems bestehenden Unsicherheit wird man in der Praxis jedoch das Umrechnungsverfahren nicht auf so weit abliegende Maschinengrößen und -typen anwenden, besonders nicht, wenn es sich um Eingehung folgenschwerer Garantieverbindlichkeiten handelt. Den Dampfmaschinenfirmen steht ja aber auch über die von ihnen ausgeführten besonderen Maschinen reicheres Versuchsmaterial zur Verfügung, welches eine engere Anlehnung an vorhandene Maschinen ermöglicht.

134. Das vorstehend angewandte Umrechnungsverfahren ist noch etwas umständlich, besonders ist die Berechnung des Totraumverlustes aus dem Dampfdiagramm zeitraubend; auch ist die Schätzung des Lässigkeitsverlustes unsicher. Deshalb möge das folgende **abgekürzte Verfahren** zur Anwendung kommen. Der Totraumverlust werde nach den Faustformeln S. 440 bis 444 berechnet; die Lässigkeitsverluste mögen mit den Wärmeverlusten gemeinsam verrechnet werden. Damit wird zwar angenommen, daß sie das gleiche Verlustgesetz befolgen wie die Wärmeverluste. Bei der Unsicherheit des Gesetzes, nach dem sich die Lässigkeitsverluste ändern und der Geringfügigkeit derselben im Vergleich zu den Wärmeverlusten kann die Einbegreifung der Lässigkeitsverluste in die Wärmeverluste kaum größere Fehler ergeben als die getrennte Schätzung.

135. Der Dampfverbrauch der ausgeführten Maschine sei gemessen, wie vorher, gleich 9,2 kg/PS$_i$-st; der adiabatische Dampfverbrauch C_{as} sei berechnet $= 5{,}45$; die Völligkeitsverluste seien gemessen $= 2{,}6\%$ der Diagrammfläche, dann ist der durch sie bedingte Mehrverbrauch für gleiches p_i nach Art. 52 $1{,}25 \cdot 2{,}6 = 3{,}25\%$ von C_{as}. Der Totraumverbrauch sei nach Art. 58, und 63 $= 5{,}4\%$ von C_{as} gefunden, dann ist

$$C_{as} + C_u + C_t = 5{,}45\,(1 + 0{,}0325 + 0{,}054) = \backsim 5{,}92 \text{ kg}.$$

Die Differenz 9,2 — 5,92 = 3,28 ist der Abkühlungsverlust und Lässigkeitsverlust zusammengenommen, d. h. $C_k + C_l$, wenn mit C_l die Lässigkeitsverluste bezeichnet werden. 3,28 werden der Umrechnung unterworfen. Es ergibt sich dann, indem K eine etwas andere Bedeutung hat als vorher,

$$3{,}28 = K \frac{O_r}{F} \frac{1}{s} \frac{1}{n^{0,6}} = K\,4{,}8 \frac{1}{0{,}8} \frac{1}{110^{0,6}}\,; \qquad K = 9{,}15\,;$$

für die Maschine des Beispiels 1 wird dann:

$$C_k + C_l = 9{,}15 \cdot 5 \frac{1}{0{,}5} \frac{1}{150^{0,6}} = 4{,}52 \text{ kg}\,;$$

$$C_i = 5{,}92 + 4{,}52 = 10{,}44 \text{ kg}.$$

136. Für die Umrechnung des Dampfverbrauchs von **Verbundmascuinen** möge noch eine weitere Zusammenfassung der Verluste vorgenommen werden, weil bei diesen Maschinen eine Trennung der Völligkeitsverluste und Austauschverluste, wie aus dem Anhang 17 hervorgeht, nicht möglich ist, auch die zergliederte Rechnung sehr umständlich und bei der Unsicherheit der mehrfach notwendig werdenden Schätzungen nicht genauer sein würde.

Das nachfolgende Schema läßt die Zusammenfassung und Benennung der einzelnen Verlustglieder erkennen:

$$C_i = C_a + \underbrace{\underbrace{C_u + C_t}_{C_f} + \underbrace{C_k + C_l}_{C_v}}_{C_b}.$$

C_f bedeutet danach die Völligkeits- und Totraumverluste zusammen,
C_v „ „ „ Abkühlung und Lässigkeitsverluste zusammen,
C_b „ „ „ gesamten Verluste.

Wenn auch bei Verbundmaschinen die den Wärmeaustausch beeinflussenden Größen viel zahlreicher sind als bei Einzylindermaschinen und eine mehr summarische Behandlung im Interesse der Einfachheit geboten erscheint, so wird doch die Aussicht im Gesamtverbrauch pro PS_i-Stunde, das Richtige zu treffen, kaum geringer sein als bei Einzylindermaschinen, weil die Austauschverluste bei Verbundmaschinen viel kleiner sind.

137. Beispiel: Eine mit gesättigtem Dampf betriebene Verbundmaschine mit $s = 0{,}8$ m ($D_h = 0{,}4$ m, $D_n = 0{,}75$ m), $n = 135$, $p_1 = 12$ at. $p_3 = 0{,}20$, einem Verhältnis $\frac{O_r}{F} = 4{,}6$[1]) möge bei einem reduzierten indizierten Druck $p_{red} = 2{,}0$ im Versuch einen Dampfverbrauch von 6,2 kg pro PS_i-st ergeben haben. Es soll der voraussichtliche Verbrauch einer erheblich größeren Maschine von 1,3 m Hub ($D_h = 0{,}6$ m, $D_n = 1$ m) und 90 Touren und einem Verhältnis $\frac{O_r}{F} = 4{,}4$ bei ähnlicher Bauart und gleichem p_1, p_3 und p_i berechnet werden.

---

[1]) Unter $\frac{O_r}{F}$ werde bei Verbundmaschinen das bezügliche Verhältnis im NDZ verstanden.

Nach dem in Art. 28 angewandten Verfahren ergibt sich für eine solche Maschine ein adiabatischer Verbrauch von 4,32 kg. Die Verluste C_b betragen also $= 6{,}2 - 4{,}32 = 1{,}88$ kg pro PS_i-st. Nach dem abgekürzten Verfahren (Art. 135) ergibt sich K aus der Gleichung:

$$1{,}88 = K\,4{,}6\,\frac{1}{0{,}8}\,\frac{1}{135^{0{,}6}}\,.$$

$K = 6{,}21$. Hiermit wird für die größere Maschine

$$C_b = 6{,}21 \cdot 4{,}4\,\frac{1}{1{,}3}\,\frac{1}{90^{0{,}6}} = 1{,}42 \text{ kg}$$

und

$$C_i = C_{as} + C_b = 4{,}32 + 1{,}42 = 5{,}74 \text{ kg}\,.$$

138. Die Beispiele beziehen sich auf Maschinen, die mit gesättigtem Dampf betrieben werden. Bezüglich der Anwendbarkeit auf überhitzten Dampf ist hinsichtlich der Gültigkeit des Gesetzes für die Drehzahl schon im Art. 129 eine Einschränkung gemacht, über die aber hinweggesehen werden sollte.

Aber auch hinsichtlich der Proportionalität der Verluste mit der Größe der schädlichen Flächen besteht bei überhitztem Dampf eine größere Unsicherheit, besonders wenn man sich dem Punkt nähert, in welchem jeder Wasserniederschlag vermieden wird, indem nach Art. 112 wahrscheinlich die Wirkung der Verminderung der schädlichen Flächen über einfache Proportionalität hinausgeht. Es möge aber auch hier das Umrechnungsverfahren für gesättigten Dampf angewandt werden, wenn das Verhältnis $\frac{O_r}{F}$ der beiden verglichenen Maschinen nicht sehr verschieden ist. Die Umrechnung soll aber vorerst nur als zulässig gelten für Maschinen gleich hoher Überhitzung. Für verschiedene Überhitzungen an ein und derselben Maschine und weiter auch an verschiedenen Maschinen sollen die nachfolgenden Artikel Anhaltspunkte geben.

Einfluß der Überhitzung, des Eintrittsdruckes und des Austrittsgegendruckes auf die Austauschverluste.

139. Die in der Überschrift aufgeführten Größen sind im wesentlichen in dem Faktor K und K' der Gleichungen (34) und (35) enthalten; ihre Veränderlichkeit wurde bisher dadurch ausgeschieden, daß Maschinen miteinander verglichen wurden, bei denen diese Größen und außerdem auch noch die Füllung und Kompression gleich groß vorausgesetzt wurden. Der Einfluß der veränderlichen Füllung soll in einem besonderen Abschnitt (Art. 157 bis 175) behandelt werden.

Trotz der außerordentlichen Verwickeltheit der Vorgänge des Wärmeaustauschs soll versucht werden, den Einfluß obiger Größen je in kurzen Formeln für den praktischen Gebrauch darzustellen.

140. Der **Einfluß der Überhitzung** auf die Verluste ist generell in den Artikeln 89 bis 113, zum Teil auch schon vorher, ausführlich erläutert. Die Zusammenhänge sind hier besonders verwickelt, die mitwirkenden Umstände mannigfach und die Wirkungen stark; dabei sind auch noch Unstetigkeiten zu erwarten (vgl. hierzu besonders Art. 107 bis 111). An Versuchen, welche die Einzelwirkungen isolieren, fehlt es.

Es muß daher eine auf summarische Versuche gestützte Formel gebildet werden. Versuche, bei denen man jeweils ein und dieselbe Maschine bei verschiedenen Überhitzungen und meist unveränderter Belastung, unverändertem Eintrittsdruck und Austrittsgegendruck untersuchte, liegen in ziemlicher Zahl vor.

Die nachstehenden Formeln sind aus einer freilich noch unzureichenden Zahl solcher Versuchsreihen abgeleitet. Die Formeln geben den Faktor τ an, mit welchem die unsichtbaren Verluste, welche für gesättigten Dampf gefunden wurden, zu multiplizieren sind, um die Verluste bei Anwendung von überhitztem Dampf zu finden. t_s und t_u haben darin die Bedeutung von S. 313, α und β sind zwei Koeffizienten, welche nach der noch beschränkten Zahl von Versuchen gesetzt werden können: $\alpha = 0{,}35$, $\beta = 0{,}001$ bis 0,002, und nach weiteren Versuchen noch korrigiert werden mögen. Es scheint nach einzelnen Versuchsergebnissen, daß die Überhitzung um so wirksamer ist, je kleiner das Verhältnis $\frac{O_r}{F}$ ist, so daß man die Werte von β über 0,001 bei besonders kleinem $\left(\frac{O_r}{F}\right)$ anwenden mag. Ein solches Verhalten würde eine Bestätigung der in Art. 106 bis 112 ausgesprochenen Vermutung bedeuten. Es gilt für Einzylindermaschinen mit Kondensation

$$\tau = \frac{t_s}{t_s + (\alpha + \beta t_u)\, t_{\ddot{u}}}. \tag{36}$$

141. In dem Beispiel Art. 130 ergaben sich die unsichtbaren Verluste beim Betrieb mit gesättigtem Dampf als Restglied der Messung gleich 2,9 kg. Bei 8 at ist (nach Anhang 12) $i'' = 663{,}5$ und $t_s = 169{,}5^\circ$. Der Wärmeverlust also $= 2{,}9 \cdot 663{,}5 = 1920$ WE. Bei einer Überhitzung auf 320° ist $t_{\ddot{u}} = 320 - 169{,}5 = 150{,}5$, womit sich $\tau = 0{,}69$ ergibt. Der voraussichtliche Wärmeverlust bei Anwendung der Überhitzung ist also gleich $0{,}69 \cdot 1920 = \infty 1320$ WE. Es werden also 600 WE gespart.

Die adiabatische Ersparnis ist hierin nicht eingeschlossen, sie ist besonders zu rechnen, nach Art. 30 bis 32 mit der Ersparnisformel oder mit dem JS-Diagramm.

Die einzelnen Dampfverbrauchswerte sind dabei auf Wärmeverbrauche umzurechnen. Nach der Summenbildung, bei der auch die Völligkeits- und Totraumverluste wieder zuzuschlagen sind, kann dann der Wärmeverbrauch durch den Wärmeinhalt des überhitzten Dampfes dividiert werden, wenn man den Dampfverbrauch in kg zu haben wünscht.

Das angegebene Verfahren gilt für den Fall, daß p_1, p_3, p_i, $\frac{O_r}{F}$, s und n unverändert bleibt. Änderungen von s und n können nach dem vorher angegebenen Verfahren gesondert berechnet werden.

142. Für Verbundmaschinen mag einfach gesetzt werden

$$\tau = \frac{t_s}{t} \tag{37}$$

Dabei mögen aber die Totraumverluste und Völligkeitsverluste nicht gesondert gerechnet werden; d. h. es werde der Unterschied von gemessenem (oder zu erwartendem) Sattdampfverbrauch und adiabatischem Sattdampfverbrauch bestimmt, dann auf Wärmeeinheiten umgerechnet

und mit τ multipliziert. Der damit gefundene Verlust ist der bei überhitztem Dampf zu erwartende. Dieser Verlust ist dem adiabatischen Wärmeverbrauch des überhitzten Dampfes zuzuschlagen.

Dies Verfahren kann auch mit der Formel (36) für Einzylindermaschinen mit Kondensation als abgekürztes benutzt werden, wenn man α etwas herabsetzt, vielleicht auf 0,3.

Von einem Vorschlag einer Faustformel zur Abschätzung des Einflusses einer mehr oder weniger starken **Zwischenüberhitzung** bei Verbundmaschinen muß angesichts der Verwickeltheit der Vorgänge abgesehen werden. Es sei verwiesen auf die Versuche von Gutermuth und Watzinger, Ztschr. d. V. d. I. 1910, S. 1344, auf die Versuche von O. H. Hartmann, Ztschr. d. V. d. I. 1921, S. 717 bis 719 und 747 bis 748; ferner auf Watzinger, Über den praktischen Wert der Zwischenüberhitzung. Mitteilungen über Forschungsarbeiten 1910, Heft 92. (Vgl. auch Anhang 17, Art. 11.)

143. Umrechnungen auf andere Überhitzungsgrade kommen besonders vor, wenn bei Garantieversuchen nicht diejenige Überhitzung erreicht, oder wenn sie überschritten ist, welche der Garantie des Dampf- oder Wärmeverbrauchs zugrunde liegt, und wenn dann festgestellt werden soll, welcher Verbrauch vermutlich eingetreten wäre, wenn die Überhitzung auf der vorausgesetzten Höhe sich hätte halten lassen.

Man wird dann zunächst den adiabatischen Verbrauch mit der im Versuch erreichten Überhitzung berechnen, den Wärmeverlust als Rest finden, diesen dann, ausgehend von der Versuchstemperatur, auf gesättigten Dampf umrechnen und mit dem neuen τ der Garantietemperatur zurückrechnen.

Zu dem damit gefundenen Unterschied der Wärmeverluste kommt noch der Unterschied des adiabatischen Verbrauch bei den beiden Überhitzungsgraden (Art. 29 bis 38).

144. Der **Einfluß des Eintrittsdruckes** auf die Wärmeverluste ist sehr unsicher, aber innerhalb des normalen Druckgebietes nicht sehr beträchtlich. Zwar ist, wenn bei überhitztem Dampf der Wärmeeintritt maßgebend wird, mit einer starken Zunahme der Wärmeübergangszahl bei zunehmendem Druck zu rechnen (beachte den Exponenten 0,786 in der Gleichung (28) S. 455). Es ist aber zu bemerken, daß auch der trockene Wärmevorrat des Fülldampfes des schädlichen Raumes stark mit dem Druck steigt, wodurch nach Art. 96 die Wasserbildung während der Auffüllung des schädlichen Raumes vermieden oder gemindert wird.

Es besteht für den Einfluß des Eintrittsdruckes ferner ein erheblicher Unterschied, ob ein mehr oder weniger starker Absturzwirbel (Art. 95 bis 105) eintritt. Man sieht also, daß auch hier außerordentlich verwickelte Zusammenhänge bestehen.

Solange genauere Anhaltspunkte fehlen, mag der Einfluß des Eintrittsdruckes innerhalb des üblichen Druckgebietes von 8 bis 14 at durch einen Faktor $\sqrt{p_1 + a}$ berücksichtigt werden, in welchem vorbehaltlich der Feststellung durch Versuche a bei Einzylindermaschinen mit Kondensation $= 2$, bei Verbundmaschinen $= 5$ gesetzt werden möge, es werden sich also die Austauschverluste einer Verbunddampfmaschine mit z. B. 8 at zu einer mit 12 at absolutem Eintrittsdruck verhalten wie $\sqrt{8 + 5} : \sqrt{12 + 5}$ oder wie $3{,}61 : 4{,}12$ oder wie $1 : 1{,}14$.

Dieser Einfluß ist bei Verbundmaschinen mehr ein indirekter und äußert sich vor allem im Niederdruckzylinder. Geht man nämlich bei überhitztem Dampfe unter Innehaltung einer für zulässig erachteten Temperatur zu höheren Drucken über, so nimmt das „trockene Gefälle" mehr und mehr ab, während das nasse, bis zum Kondensatordruck gerechnete Gefälle zunimmt. Man überzeugt sich davon leicht im *JS*-Diagramm, wenn man auf der Linie der gewählten Eintrittstemperatur entlang zu höheren Drucken wandert: die senkrechten Entfernungen von den Eintrittszuständen bis zur Sättigungslinie werden immer kleiner, die Entfernungen der Punkte der Sättigungslinie von der Linie des Kondensatordruckes immer größer.

Dabei kommt der Dampf um so weniger überhitzt oder bei kleiner Überhitzung um so nasser in den Niederdruckzylinder, je höher der Eintrittsdruck im Hochdruckzylinder ist.

145. Für den **Einfluß des Austrittsgegendruckes** auf die Austauschverluste könnten die Unterschiede in den Verlusten von Maschinen mit Kondensation und mit Auspuff einen Anhalt bieten, für welche ja zahlreiche Versuche vorliegen. Wegen der ungleichen Bauart beider Maschinenarten und weil die Versuche nicht auf die Feststellung der Abhängigkeit des Gegendruckes gerichtet waren, soll von einer auch nur schätzungsweisen sich auf solche Vergleiche stützenden Regel abgesehen werden; es mögen die Erfahrungswerte beider Maschinenarten für sich verwertet werden.

Bei **Maschinen mit freiem Auspuff** ist der Gegendruck in allen Fällen ziemlich der gleiche, so daß für sie die Frage des Einflusses der Änderung des Gegendruckes ohne Interesse ist.

Aber die zunehmende Verwendung von **Gegendruckmaschinen** für Abdampfverwertung für Koch- und Heizzwecke drängt auf die Klärung der Frage des Einflusses höherer Gegendrucke auf den Wärmeaustausch. Verwiesen sei auf Versuche von Eberle, Zeitschr. d. V. d. I. 1907, S. 2005, die einen wertvollen Beitrag zu der Frage liefern, aber noch nicht gestatten, allgemeine Gesetze nach ihnen aufzustellen.

Bei hohen Gegendrucken und ihnen angepaßt hohen Eintrittsdrucken sind die Verluste bei Anwendung auch nur mäßig überhitzten Dampfes an sich nur gering, so daß auch der Einfluß der Veränderung des Gegendruckes nicht groß sein kann. Einen Anhalt hierfür bieten die Verluste in den Hochdruckzylindern von Verbundmaschinen: Bei der verhältnismäßig kleinen Vierfachexpansionsmaschine von Wilh. Schmidt betrug nach Ztschr. d. V. d. I. 1921, S. 718, der thermodynamische Wirkungsgrad des Hochdruckzylinders bei 53 at Eintrittsdruck und 18 at Gegendruck 91%. Auch bei normalen Druckverhältnissen zweistufiger Verbundmaschinen werden im Hochdruckzylinder Wirkungsgrade von 80% und mehr erreicht. (Vgl. auch Anhang 17, Art. 8 bis 12.) Das günstige Verhalten der Zylinder mit hohen Gegendrucken und hohen Eintrittsdrucken dürfte aber nicht so sehr dem Verhalten des hochgespannten Dampfes gegenüber den Flächen an sich zuzuschreiben sein als dem Umstand, daß die indizierten Drucke sehr groß ausfallen (vgl. Art. 40 und 44). Großen indizierten Drucken entsprechen aber kleine Zylinderabmessungen und im Vergleich zum durchgehenden Dampfgewicht kleine schädliche Flächen, so daß bei überhitztem Dampf ein großer trockener Wärmevorrat auf die Flächeneinheit entfällt.

Bei Maschinen mit **Kondensation** gilt schon lange, wenigstens für Einzylindermaschinen, die mit gesättigtem Dampf betrieben werden, der Satz: Das höchste Vakuum ist nicht das wärmewirtschaftlich vorteilhafteste, und zwar gilt der Satz auch ohne Rücksicht auf die bei schlechterem Vakuum erzielte höhere Temperatur des Kondensats für die Kesselspeisung. Er deutet die Erfahrung an, daß bei sehr hohem Vakuum der Gewinn an Diagrammfläche mehr als aufgewogen wird durch die größeren Austauschverluste. Diese Erfahrung gilt aber nur, wenn anzunehmen ist, daß die Wandung während der Ausschubperiode oder während eines Teils derselben noch genetzt ist. Wenn dagegen durch starke Überhitzung oder kräftige Heizung erreicht ist, daß die Wandung bis zum Beginn der Ausschubperiode trocken ist, wird nach den Entwicklungen der Artikel 76 bis 88 die wärmesaugende Kraft des niedrigen Druckes (Art. 88) den Wandungen nicht mehr viel anhaben können. Das wird nach Art. 79 und der Fußnote S. 450 auch dann noch gelten, wenn der Dampf selbst feucht ist, „Nebelwasser" enthält.

Die Rücksicht auf die Gewinnung eines etwas wärmeren Kondensats für die Kesselspeisung oder einer stärkeren Erwärmung des Speisewassers in einem Vorwärmer, welcher in die Vakuumleitung eingeschaltet ist, kann gleichwohl dazu führen, ein weniger hohes Vakuum anzuwenden, als es die Forderungen an die höchste Ökonomie der Maschine für sich fordern würde.

Absolute Verlustformeln.

146. In den voraufgehenden Artikeln ist gezeigt, wie man unter Benutzung naheliegender Stützpunkte die unsichtbaren Verluste für einen neuen Fall berechnen kann. Es ist heute kaum möglich, ohne solche Sondergrundlagen, von welchen alle für die Umrechnung wichtigen Einzelheiten bekannt sein müssen, die Verluste zu bestimmen. Wenn man noch beachtet, was S. 466 bis 468 über die Unsicherheit des Einflusses des verschiedenen Oberflächen- und Heizungszustandes sowie des Einflusses der Beströmungsart und der Lage der schädlichen Flächen gesagt ist, so darf es nicht wundernehmen, wenn in den nachstehenden Formeln die Konstanten in weiten Grenzen offen gelassen sind.

Absolute Verlustformeln, welche ohne Bezugnahme auf einen naheliegenden Sonderfall die Verluste zu bestimmen gestatten, sind aber einmal für den Schulgebrauch erwünscht, dann aber auch für Überschlagsrechnungen und Vergleiche nicht zu entbehren. Es müssen aber die nachstehend vorgeschlagenen Gleichungen mit allen durch die bestehende und im Vorstehenden mehrfach hervorgehobene Unsicherheit bedingten Vorsicht benutzt werden und dürfen vor allem nicht auf ganz abnormale Fälle angewandt werden.

147. Man mag die Verluste durch Wärmeaustausch, äußere Abkühlung, Lässigkeit (bei gutem Dichtungszustand) setzen in Wärmeeinheiten pro PS_i: bei **Einzylindermaschinen**

$$W_v = \tau M \frac{O_r}{F} \sqrt{p_1 + 2}\, \frac{1}{s} \frac{1}{n^m} \left(\frac{1}{p_i} + 0{,}5\right). \tag{38}$$

$\frac{O_r}{F}$ hat hier die in Art. 119 angegebene Bedeutung, s ist in Metern, p_i und p_1 in Atmosphären einzuführen. p_i bedeutet hier einen mittleren indizierten Druck in der Nähe der Normalleistung. Wenn die Verluste

für ein p_i bestimmt werden sollen, welches von dem der Normalleistung stark abweicht, sind sie zunächst für ein normales p_i zu berechnen und dann mit dem Verfahren Art. 157 bis 175 auf die andere Leistung umzurechnen.

Für den Exponenten m mag man, bis er genauer (u. U. für verschiedene Maschinenarten verschieden groß) festgestellt ist, 0,6 einführen und die Tabelle auf S. 471 benutzen.

Die Form, in welcher $\frac{O_r}{F}$ in der Gleichung enthalten ist, bedeutet ein proportionales Ab- und Zunehmen der Verluste mit der Fläche, was bei überhitztem Dampf nach Art. 112 und 138 nicht wahrscheinlich ist, wenn man sich bei kleinen Flächen dem Punkte nähert, wo kein Niederschlag mehr stattfindet. In solchen Fällen mag man schätzungsweise mit den nachstehenden Werten der Konstanten M etwas herabgehen.

M ist nach den Absichten der Gleichung (38) eine Konstante, welche man für Einzylindermaschinen mit Kondensation unter Voraussetzung guter Oberflächenzustände der schädlichen Flächen setzen kann, bei Einbau der Steuerorgane in die geheizten Deckel oder einer ähnlich günstigen Einbauweise, gleich 1000 bis 1200, sonst gleich 1200 bis 1500. Die Vorteile des Deckeleinbaus kommen zwar schon in dem niedrigen O_r zum Ausdruck, so daß eine verschieden große Konstante nicht gerechtfertigt erscheint. Versuchsergebnisse deuten jedoch darauf hin, daß der Deckeleinbau eine hierüber hinausgehende günstige Wirkung hat. Es ist möglich, daß diese durch die beim Deckeleinbau erreichbare weitgehende Einschränkung der schädlichen Fläche in Verbindung mit der im Art. 112 und 113 erörterten Wirkung ihren Grund hat, nach welcher der Nutzen der Flächenverkleinerung bei überhitztem Dampf über die einfache Proportionalität hinausgeht. Wenn das der einzige Grund ist, würde die Berücksichtigung des Einflusses durch ein höheres β bei sehr kleinen schädlichen Flächen nach Art. 140 das Richtige sein.

Wenn man die Abhängigkeit der Verluste vom Eintrittsdruck p_1 in der im Art. 144 vorgeschlagenen Form nicht gelten lassen will, so führe man an Stelle der Wurzel eine feste Zahl, die einem Mittelwert von p_1 entspricht, ein, der für Einzylindermaschinen gleich 3,3 gesetzt werde.

148. Für Einzylindermaschinen mit Auspuff mag M unter den gleichen Voraussetzungen gesetzt werden bei Einbau der Steuerorgane in die geheizten Deckel gleich 1200 bis 1500, sonst 1400 bis 1600.

149. Die Anwendung der Formel werde für eine Maschine mit Kondensation noch an dem Beispiel der Hauptaufgabe erläutert: M werde bei dem vorausgesetzten Deckeleinbau $= 1100$ geschätzt. $\frac{O_r}{F}$ wurde in Art. 120 $= 3{,}906$ gefunden. Es ist also

$$W_v = \tau\, 1100 \cdot 3{,}906 \sqrt{7 + 2}\, \frac{1}{0{,}6}\, \frac{1}{130^{0{,}6}} \left(\frac{1}{2{,}6} + 0{,}5\right) = \tau\, 1024\,.$$

Indem τ für gesättigten Dampf $= 1$ wird, betragen die unsichtbaren Wärmeverluste 1024 WE und die unsichtbaren Dampfverluste

$$\frac{1024}{\lambda} = \frac{1024}{662} = 1{,}547 \text{ kg} = C_v\,.$$

Für **überhitzten** Dampf von 320° und 7 at ist $t_ü = 320 - 164 = 156$ und nach Art. 140 mit $\beta = 0{,}001$

$$\tau = \frac{164}{164 + (0{,}35 + 0{,}001 \cdot 156)\,156} = 0{,}704\,.$$

Hiermit wird $W_v = 1024 \cdot 0{,}704 = 720{,}9$ WE. Mit $i = 741{,}9$ (nach Art. 32) wird $C_v = \frac{720{,}9}{741{,}9} = 0{,}9717$ kg.

C_a wurde in Art. 32 = 4,45 gefunden, $C_u + C_t$ werde in Anlehnung an Art. 52, 58 und 63 = $(0{,}025 + 0{,}095)\,C_a$ geschätzt. Damit wird der Verbrauch an überhitztem Dampf pro PSi-st:

$$C_i = 4{,}45\,(1 + 0{,}025 + 0{,}095) + 0{,}9717 = 5{,}956 \text{ kg}.$$

Der Wärmeverbrauch für die PSi-st ist also

$$W_i = 5{,}956 \cdot 741{,}9 = 4419 \text{ WE}.$$

150. Bei **Verbundmaschinen** ist die Zahl der Größen, welche Einfluß auf den Wärmeverbrauch haben, so groß und der Zusammenhang der Dinge so verwickelt, daß die Verluste durch eine einfache Formel nicht ausgedrückt werden können. Von ihr wird man daher keine allgemein gültigen Ergebnisse erwarten können. Es muß auch hier auf die Umrechnung von Versuchsergebnissen ähnlicher Maschinen nach den vorstehend besprochenen Verfahren verwiesen werden.

Immerhin dürfte die nachstehende Formel, so gut es überhaupt ohne Auftragung der Arbeits- und Dampfraumdiagramme möglich ist, für Überschlagsrechnungen und für die allgemeine Beurteilung des Einflusses der Hauptgrößen brauchbare Resultate liefern, die mehr befriedigen wie die zur Zeit bestehenden Regeln und Formeln. Man setze:

$$C_i = C_a + \tau \frac{M}{i}\left[0{,}35 + \frac{O_r}{F}\sqrt{p_1 + 5}\,\frac{1}{s}\,\frac{1}{n^{0,6}}\left(\frac{1}{p_{\text{red}}} + 0{,}5\right)\right]. \qquad (39)$$

Für gesättigten Dampf wird $C_a = C_{as}$; $\tau = 1$; $i = i''$ $(= \lambda)$. Für $\frac{O_r}{F}$ sind die Verhältnisse des Niederdruckzylinders einzuführen unter der Voraussetzung, daß die des Hochdruckzylinders nicht wesentlich andere sind (wenn bei überhitztem Dampf der HDZ wie üblich nicht geheizt ist, während am NDZ Heizung vorhanden ist, soll das als keine wesentliche Abweichung angesehen werden.)

Bezüglich p_i gilt das gleiche wie bei Einzylindermaschinen. Für $\sqrt{p_1 + 5}$ kann man aus gleichem Grunde wie bei Einzylindermaschinen den Wert 4 setzen, wenn man sich von normalen Eintrittsdrucken nicht entfernt.

M kann gesetzt werden: bei Einbau der Steuerorgane in die Deckel oder einer ähnlich günstigen Einbauweise = 300 bis 500, sonst bei gutem Oberflächenzustand der schädlichen Flächen = 500 bis 800.

Die erwähnte Umrechnung von Versuchsergebnissen ähnlicher Maschinen kann auch in der Weise erfolgen, daß man das gemessene C_i in die Gleichung (39) einsetzt und daraus M berechnet. Ein entsprechendes Verfahren gilt auch für Einzylindermaschinen.

151. Beispiel: Tandemmaschine mit Ventilsteuerung und gewöhnlicher Einbauweise der Steuerorgane, $p = 12$ at; $p_3 = 0{,}20$ (Druck im Kondensator 0,15); $p_i = 2{,}28$; $s = 0{,}7$; $n = 150$; ($N_i = 500$ PSi). Der Dampfverbrauch ist zu bestimmen zunächst für gesättigten Dampf. Nach Art. 28

ist für die gleichen Voraussetzungen $C_{as} = 4{,}41$ gefunden. $\frac{O_r}{F}$ sei $= 4{,}85$ ermittelt, M mit Rücksicht auf die Steuerungsart $= 600$ geschätzt, dann ist:

$$C_i = 4{,}41 + 1\,\frac{600}{668{,}1}\left[0{,}35 + 4{,}85\sqrt{12 + 5}\,\frac{1}{0{,}7}\,\frac{1}{150^{0,6}}\left(\frac{1}{2} + 0{,}5\right)\right];$$

$$C_i = 4{,}41 + 1\,\frac{600}{668{,}1}\,1{,}764 = 4{,}41 + 1{,}59 = 6{,}0 \text{ kg}.$$

Wenn der Dampf auf 320° überhitzt ist, beträgt die adiabatische Wärmeersparnis (nach Art. 31) 6,84%. Der adiabatische Verbrauch an überhitztem Dampf wird demgemäß:

$$4{,}41\,(1 - 0{,}0684)\,\frac{\lambda}{i} = 4{,}41 \cdot 0{,}9316\,\frac{668{,}1}{740{,}7} = 3{,}7 \text{ kg};$$

τ wird nach Gleichung (37) $= \frac{186{,}9}{320}$ und damit

$$C_i = 3{,}7 + \frac{186{,}9}{320}\,\frac{600}{740{,}7}\,1{,}764 = 4{,}53 \text{ kg}.$$

Der Wärmeverbrauch ist hiernach für gesättigten Dampf $= \lambda\, C_{is}$ $= 668{,}1 \cdot 6{,}0 = 4008{,}6$ WE und für überhitzten Dampf $i\,C_{iü} = 740{,}7 \cdot 4{,}53$ $= 3355$ WE für die PS_i-st.

152. Für überschlägliche Berechnungen können auch die Tabellen auf S. 422 gute Dienste leisten, wenn die Gegendrucke von den dort vorausgesetzten nicht erheblich abweichen: Man entnimmt den Tabellen die fettgedruckten Zahlen für den adiabatischen Sattdampfverbrauch und findet für Verbundmaschinen mit gesättigtem Dampf den Dampfverbrauch für die Normalleistung mit Hilfe der Gleichung (39), indem man für p_{red} die im Anhang 15, Art. 6 empfohlenen Werte einsetzt. Bei überhitztem Dampf berechnet man zunächst aus dem der Tabelle entnommenen Sattdampfverbrauch den adiabatischen Heißdampfverbrauch mit Hilfe der Ersparnisformel nach Art. 30 bis 32 und setzt den so gefundenen Wert von C_a in die Gleichung (39) ein, in welcher dann die Überhitzung noch weiter durch das zugehörige τ zu berücksichtigen ist.

153. Bei Einzylindermaschinen für gesättigten Dampf schlage man zunächst auf den der Tabelle entnommenen Wert den Völligkeits- und Totraumverlust auf, rechne den so gefundenen Verbrauch in Wärmeeinheiten um und zähle die nach Gleichung (38) berechneten Verluste W_v hinzu, wobei man wieder für p_i die im Anhang 15, Art. 6 empfohlenen Werte einführen mag.

Bei Einzylindermaschinen mit überhitztem Dampf berechne man aus dem der Tabelle entnommenen fettgedruckten Wert von C_{as} mit Hilfe der Ersparnisformel Art. 30 bis 32 den adiabatischen Wärmeverbrauch W_a, schlage den Völligkeits- und Totraumverbrauch prozentmäßig auf, zähle den nach Gleichung (38) berechneten Wärmeverlust hinzu und kann dann den Verbrauch an überhitztem Dampf finden, indem man das Ganze durch den Wärmeinhalt i des überhitzten Dampfes dividiert.

154. Bei Berechnung des Wärmeverbrauchs wurde überall der Wärmeinhalt (die Erzeugungswärme) von 0° ab gerechnet. Im Betriebe steht aber stets Wasser von höherer Temperatur zur Verfügung. Ohne große Vorkehrungen (Ekonomiser) gelingt es auch bei Maschinen mit Kondensation in der Regel leicht, durch kleine Hilfsmittel die Temperatur des

Speisewassers auf 40 bis 50° zu bringen, wodurch die Erzeugungswärme im Kessel nicht unerheblich vermindert wird.

Dies ist auch nicht ganz ohne Bedeutung für die Beurteilung des betriebsmäßigen Gewinns durch Überhitzung. Das Verhältnis des Wärmeverbrauchs pro PS_i-st bei überhitztem und gesättigtem Dampf beträgt von 0° ab gerechnet für das vorstehende Beispiel:

$$\frac{668{,}1 \cdot 5{,}91}{740{,}7 \cdot 4{,}48} = 1{,}19 \text{ und von } 50^\circ \text{ ab gerechnet } \frac{(668{,}1 - 50)\,5{,}91}{(740{,}7 - 50)\,4{,}48} = 1{,}18.$$

Bei Maschinen mit Auspuff besteht die Möglichkeit, mit dem Abdampf das Speisewasser bis über 90° zu erwärmen. Da die Kosten solcher mit Abdampf betriebener Vorwärmer gegenüber denen von Ekonomisern gering sind, ist diese Möglichkeit vom wirtschaftlichen Standpunkte aus den Auspuffmaschinen gegenüber den Kondensationsmaschinen zugute zu rechnen.

Dieser Vorteil besteht in etwas vermindertem Maße auch dann, wenn in beiden Fällen ein Ekonomiser vorgesehen ist, weil die erreichbare Speisewassertemperatur nicht so sehr durch die Temperatur der Heizgase als durch ihren Wärmeinhalt beschränkt ist.

Man wird in solchen Fällen dem Kessel für die Auspuffmaschine zwecks weiterer Ausnutzung der Heizgase im eigentlichen Dampfkessel eine größere Heizfläche pro kg zu erzeugenden Dampfes geben und einen entsprechend kleineren Ekonomiser, der im Speisewasserstrom dem Abdampfvorwärmer nachzuschalten ist, anwenden.

Mit solchen Erwägungen und ihrer Anwendung steht die Auspuffmaschine wirtschaftlich gar nicht so viel schlechter da als die einstufige Dampfmaschine mit Kondensation, wie meist angenommen wird. Erst wenn man bei letzterer zur Anzapfung für Speisewasservorwärmung übergeht, gewinnt die Maschine mit Kondensation wieder den vollen Vorsprung.

155. Im Anschluß an die vorstehenden Entwicklungen über die Vorausberechnung des Dampfverbrauchs seien noch einige Zahlenwerte des Dampfverbrauchs für die PS_i-st gegeben, wie sie sich nach der „Hütte“, 24. Aufl., Teil II, S. 158 in neuerer Zeit ergeben haben. Die Aufstellung setzt Maschinen voraus, die in wärmewirtschaftlicher Beziehung sehr gut durchgebildet sind.

Maschinenart		Zustand des Eintrittsdampfes		Dampfverbrauch	Wärmeverbrauch	Thermodynamischer Wirkungsgrad
		Spannung at	Temperatur	kg/PS_i-st	kg/PS_i-st	
Einzylindermaschine	Auspuff	10 bis 12	Sättigung	10 bis 8,5	6670 bis 5680	0,645 bis 0,716
			300 bis 350°	7,25 bis 6	5300 bis 4530	0,768 bis 0,810
	Kondensation	8 bis 10	Sättigung	7,5 bis 6,5[1])	5000 bis 4000	0,520 bis 0,575
		10 bis 12	300 bis 350°	5,2 bis 4,5[1])	3800 bis 3400	0,636 bis 0,674
Zweizylindermaschine	Kondensation	8 bis 12	Sättigung	7,5 bis 5,5	5000 bis 3700	0,520 bis 0,665
			270°	6 bis 4,8	4300 bis 3400	0,591 bis 0,695
			300 bis 350°	5 bis 4,2	3660 bis 3200	0,682 bis 0,722
Dreizylindermaschine	Kondensation	12 bis 15	Sättigung	6 bis 5,1	4000 bis 3400	0,606 bis 0,680
			270°	5 bis 4,5	3600 bis 3200	0,667 bis 0,717
			300 bis 350°	4,5 bis 4	3300 bis 3000	0,714 bis 0,735

[1]) Die niedrigen Zahlen sind nur bei Gleichstrom erreicht worden.

156. Für den Verbrauch im laufenden Betriebe sind Zuschläge zu den errechneten Verbrauchswerten zu machen, da überall in diesem Werk ein tadelloser Zustand der Maschine vorausgesetzt ist, der nicht dauernd erhalten bleibt.

Bei einigermaßen sorgsamer Aufsicht und Instandhaltung ist der durch den Maschinenzustand bedingte Mehrverbrauch jedoch besonders bei Ventilmaschinen gar nicht so groß, wie häufig angenommen wird. Der große Mehrverbrauch, der oft im Betriebe gefunden wird, ist in der Regel auf ganz andere Ursachen zurückzuführen, wie ungünstige Belastung der Maschinen, Abkühlung in unbenutzten oder schwach durchströmten Rohrleitungen, blasende Kondenstöpfe usw.

Veränderung des Dampfverbrauchs mit der Belastung.

157. Die Kenntnis der Abhängigkeit des Dampfverbrauchs von der Belastung ist sowohl für die zweckmäßige Einteilung der Maschinensätze (Zahl und Größe der Einheiten) wie für den Betrieb von Bedeutung.

Große Maschinen sind, auf die Einheit der abgebbaren Leistung bezogen, billiger als kleine, was noch stärker hervortritt, wenn man beim Vergleich auch den Platzbedarf und die Kosten des Maschinenhauses mit in Rechnung stellt. Außerdem gebrauchen sie für die Arbeitseinheit (PS-st) weniger Dampf. Man wird also bei gleichmäßiger Belastung, wenn auf Reservefähigkeit keine Rücksicht zu nehmen ist, den ganzen Kraftbedarf mit einer einzigen Maschine zu decken suchen.

Anders liegen die Verhältnisse, wenn die Anlage ungleichmäßig belastet ist, wobei im vorliegenden Falle an langsame Änderungen, wie sie durch Steigerung oder Verminderung der Betriebsstärke zu gewissen Tageszeiten oder Jahreszeiten auftreten, gedacht ist. Auch die zu erwartende Betriebssteigerung durch die Entwicklung eines neu angelegten Werkes fällt unter die Betrachtung.

Hier würde eine einzige für den größten vorkommenden oder zu erwartenden Kraftbedarf ausreichend groß gewählte Dampfmaschine im Durchschnitt sehr schwach belastet sein.

Bei schwacher Belastung ist aber der Dampfverbrauch für die Arbeitseinheit viel höher als bei der normalen Belastung. Zwar ist das Verbrauchsgesetz bei der Dampfmaschine ein viel günstigeres als bei den ihr sonst wärmewirtschaftlich überlegenen Verbrennungskraftmaschinen, aber immer noch ungünstig genug, um bei veränderlicher Betriebsstärke der Kraftanlage eine mehr oder weniger weitgehende Unterteilung der Maschinensätze notwendig zu machen (vgl. die mit C_i bezeichnete Kurve in Fig. 327 S. 489).

Durch Aufstellung mehrerer Maschinen kann man die Belastung der einzelnen Maschine, indem man eine größere oder kleinere Zahl nach der Höhe der Gesamtbelastung in Betrieb hält, auf angemessener Höhe halten.

Das Maß der Unterteilung der Maschinensätze bei der Projektierung eines Kraftwerkes hängt einmal von der verhältnismäßigen Größe der zu erwartenden Belastungsschwankungen und dann von dem Gesetz ab, nach welchem sich der Dampfverbrauch der einzelnen Maschine mit ihrer Belastung ändert. Die Kenntnis dieses Gesetzes ist also für eine richtige Unterteilung der Maschinensätze von großer Bedeutung.

Aber auch für den Betrieb eines fertigen Werkes ist es wichtig, zu wissen, wie sich der Verbrauch für die Arbeitseinheit mit der Belastung

ändert, um zu entscheiden, von welcher Gesamtbelastung ab man z. B. besser mit einer vielleicht etwas zu überlastenden Maschine oder mit zwei mehr oder weniger stark unterbelasteten Maschinen arbeitet.

Im Nachstehenden soll ein möglichst einfaches, allerdings etwas rohes Verfahren angegeben werden, welches den Verlauf der Verbrauchskurve abzuschätzen gestattet.

158. Für das Verbrauchsgesetz werde angenommen, daß an der Maschine alles bis auf die Füllung unverändert bleibt, also auch die Drehzahl auf konstanter Höhe gehalten wird, d. h. es möge vorausgesetzt werden, daß der Abfall der Drehzahl durch den tachometrischen Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators durch die Nachstellvorrichtung ausgeglichen wird[1]).

Die Aufgabe ist, den Dampfverbrauch C_i einschließlich aller Verluste pro PS_i-st als Funktion der indizierten Leistung zu bestimmen und darzustellen. Nach Anhang 1, Gleichung (7) sind bei den vorstehend gemachten Voraussetzungen alle Größen der rechten Seite mit Ausnahme von p_i Konstante. Für die Auftragung der Funktion kann man mit ihnen daher in die Maßstabskonstante gehen und die Funktion $C_i = \varphi(p_i)$ betrachten.

Den Ausgangspunkt wird der adiabatische Dampfverbrauch C_a bilden, dessen Abhängigkeit von der Belastung ohne Schwierigkeiten feststellbar ist.

Es ist jedoch nicht zweckmäßig, von C_a durch Hinzufügung der Verluste zu C_i überzugehen, sondern es empfiehlt sich, einen Umweg über die Funktionen $C_a p_i = f(p_i)$ und $C_i p_i = f(p_i)$ zu nehmen, einmal, weil ihre Kurven viel schlanker verlaufen und daher sich für Interpolationen besser eignen, dann aber auch, weil das Verlustgesetz $C_b p_i = f(p_i)$ einfacher und für die Summation $C_i p_i = C_a p_i + C_b p_i$ geeigneter ist.

Die Gleichungen $C_i p_i = f(p_i)$ stellt nach dem, was oben über die Konstante der Gleichung (7) gesagt ist, bei der Auftragung gleichzeitig den Gesamtdampfverbrauch einer Maschine als Funktion ihrer Leistung in anderem Maßstab dar, indem $C_i N_i = f(N_i)$ ist und $C_i N_i$ den Gesamtdampfverbrauch pro Stunde bedeutet.

Über die Art der Zusammentragung der Werte $C_a p_i$ und $C_b p_i$ vgl. Art. 164.

159. Wie schon in Art. 40 gesagt wurde, gestattet das JS-Diagramm (auch das TS-Diagramm und pv-Diagramm) nicht, zu einem gewollten p_i den zugehörigen adiabatischen Dampfverbrauch zu finden. Man muß vielmehr bei abgebrochener Expansion von den Expansionsenddrucken, die man dann wählt, ausgehen. Die auf diese Weise im Art. 33 bis 39 berechneten Werte von $C_a p_i$ sind in Fig. 327 S. 489 als Ordinaten der Kurve AA für die zugehörigen Werte p_i aufgetragen, welche bei glatten Werten

---

[1]) Wenn sowohl die Drehzahl wie die Belastung von der normalen planmäßig abweicht, verfährt man zweckmäßig für die Bestimmung des Dampfverbrauchs folgendermaßen. Man bestimmt zunächst das Verbrauchsgesetz für veränderliche Belastung und konstante, normale Drehzahl nach dem hier erläuterten Verfahren, berechnet alsdann mit Hilfe von Gleichung (7) Anhang 1 p_i für die abnormale Drehzahl und abnormale Belastung, sucht mit Hilfe der Verbrauchskurve für dieses p_i und normale Drehzahl den zugehörigen Dampfverbrauch C_i auf und rechnet diesen mit dem Verfahren Art. 130 bis 138 auf die abnormale Drehzahl um. Bei Verbundmaschinen werden sich die Sperrverluste für die geringere Drehzahl etwas vermindern, was man mit einem ganz kleinen Abzug vom errechneten Dampfverbrauch schätzungsweise in Rechnung stellen mag.

von p_2 im allgemeinen unrunde Werte sein werden. Sie sind auf der Abszissenachse OE durch nach oben gerichtete Marken angedeutet.

Für die Auftragung seien folgende Maßstäbe empfohlen, für p_i: Eine Atmosphäre gleich 50 (40) mm, für die Einheit von $C_a p_i$, $C_b p_i$ und $C_i p_i$: 10 (5) mm. Die eingeklammerten Werte gelten für Auspuffmaschinen.

Nachdem man die Kurve $C_a p_i = f(p_i)$ in der angegebenen Weise aufgetragen hat, kann man für irgendein gewolltes p_i den zugehörigen Wert $C_a p_i$ oder später den Wert $C_i p_i$ durch Einschaltung finden, indem man an den fraglichen Stellen, z. B. bei dem indizierten Druck $p_i = 2{,}6$ der Normalleistung und bei den glatten Werten $p_i = 0{,}5,\ 1,\ 1{,}5,\ 2,\ 2{,}5,\ 3$ die Ordinaten zieht.

Für gesättigten Dampf können die Werte C_{as} und weiter $C_{as} p_i$ mit dem Verfahren des Verfassers (Art. 25 bis 28) für ein gewolltes p_i unmittelbar gefunden werden.

160. Bei der Kurve $C_a p_i = f(p_i)$ des adiabatischen Dampfverbrauchs kann man noch eine Eigenschaft der Kurve benutzen, welche ihre Verzeichnung sehr erleichtert.

Wenn man irgendeine Funktion $y = F(x)$ auf die Form bringt $y x = f(x)$ und $y x$ als Ordinaten, x als Abszissen abträgt und dann irgendeinen Punkt P der Kurve mit dem Nullpunkt verbindet, so ist der Tangenz des Winkels, welchen die Verbindungslinie mit der Abszisse bildet, gleich y; denn es ist (Fig. 326)

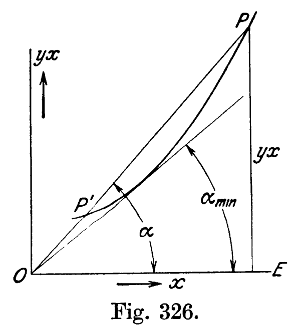


Fig. 326.

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{y\,x}{x}, \qquad \operatorname{tg}\alpha = y\,.$$

Zieht man an die Kurve eine Tangente von dem Nullpunkt aus, so wird der Winkel α und damit auch sein Tangenz ein Minimum oder Maximum, je nachdem die Kurve ihre konvexe Seite der x-Achse oder der $y x$-Achse zukehrt.

Für die entsprechende Auftragung der Dampfverbrauchskurve $C_a p_i = f(p_i)$ und $C_i p_i = f(p_i)$ liefert die Tangente vom Nullpunkt aus den kleinsten Dampfverbrauch, C_a bzw. C_i für die $\mathrm{PS_i}$-st und ihr Berührungspunkt das zugehörige p_i. Bei der Kurve $C_i p_i = f(p_i)$ ist freilich die Lage des Berührungspunktes wegen des flachen Verlaufs der Kurve schwer feststellbar (vgl. Art. 165). Dagegen läßt sie sich bei der Kurve $C_a p_i = f(p_i)$ durch folgende Überlegung genau bestimmen, und zwar vor Verzeichnung der Kurve, so daß die Tangente zweckmäßig den Ausgangspunkt der Auftragung bildet:

Der kleinste Dampfverbrauch C_a wird erreicht, wenn der Dampf gerade bis auf den Gegendruck p_3 expandiert. Wenn der Expansionsenddruck p_2 über p_3 liegt, tritt ein Verlust durch Spannungsabfall ein, ebenso wenn er unter p_3 liegt, ein Verlust durch negativen Spannungsabfall, der sich im pv-Diagramm durch Schleifenbildung kennzeichnet (vgl. auch Art. 40).

Man findet das Minimum des Verbrauchs im JS-Diagramm, also indem man C_a und p_i bei auslaufender Expansion, also für den einfachsten Fall (Art. 33 bis 35) bestimmt. Man trägt in Fig. 327 S. 489 das gefundene p_i von O aus als Abszisse ab bis M und macht die Ordinate MS gleich $C_a p_i$. Mit den Werten der Tabelle S. 431 ist $p_i = 0{,}974$ und $C_a p_i = 3{,}88$. Von O aus zieht man durch S die Tangente, die schon kennzeichnend für

den allgemeinen Verlauf der Kurve ist, und trägt dann erst die weiteren Punkte auf. Für Drucke, die kleiner als 0,974 sind, hebt sich die Kurve infolge der Verluste durch Schleifenbildung wieder von der Tangente ab.

Verlustgesetz für veränderliche Belastung.

161. Das Verlustgesetz, das ist das Gesetz, nach welchem sich die Verluste mit der Belastung ändern, ist ein sehr unsicheres und ungleiches. Selbst bei Maschinen ganz gleicher Konstruktion, die sich nur in der Größe voneinander unterscheidet, sind nicht nur die Verluste verschieden groß, was zu erwarten ist, sondern es wird auch das Gesetz der Änderung oft verschieden im Versuch gefunden.

Nur das eine steht fest und ist auch theoretisch begründet (vgl. Art. 121), daß die den Hauptteil der Verluste ausmachenden Austauschverluste mit einer starken Anfangskonstanten behaftet sind, durch welche die auf die Arbeitseinheit bezogenen Verluste bei kleinen Leistungen verhältnismäßig groß ausfallen.

Die Umstände, welche das Verlustgesetz beeinflussen, sind so zahlreich und ihre Wirkungen im einzelnen so verwickelt, daß es ausgeschlossen erscheint, ein allgemeines Gesetz aufzustellen. Dasselbe würde, selbst wenn die Aufstellung gelänge, bei der Zahl und der Verwickeltheit der Umstände eine Unzahl von Konstanten enthalten, die für jede Maschine andere sein würden, und für sie jedesmal besonders bestimmt werden müßten. Damit würde das Gesetz für die praktische Anwendung nicht brauchbar sein.

Die Feststellung des Verlustgesetzes in Form einer Kurve oder Zahlenreihe an einer fertigen Maschine bietet schon erhebliche Schwierigkeiten, indem für jede Belastung ein mehrstündiger Verbrauchsversuch erforderlich ist und auch bei sorgfältiger Durchführung bei der möglichen Art der Verbrauchsfeststellung Meß- und Beobachtungsfehler vorkommen. Die Ungenauigkeiten des Versuchs verstärken sich für das Verlustgesetz noch dadurch, daß die Verluste als Restwerte von gemessenem Verbrauch und theoretischem Verbrauch gefunden werden und die Fehler sich damit in voller Größe auf eine verhältnismäßig kleine Größe übertragen.

Um die Ergebnisse für andere, neu entworfene Maschinen zu verwerten, müssen sie als Folge einer großen Zahl von Ursachen gedeutet und zergliedert werden. Diese Deutung und Zergliederung würde aber zum großen Teil auf Vermutungen aufgebaut sein (vgl. Art. 75).

162. Man wird zufrieden sein müssen mit einem Gesetz, das willkürlich sein darf, aber für die Anwendung bequem sein muß, zwei Versuchswerte durch Bestimmung zweier Konstanten zu erfassen, um es mit denselben für ähnliche Maschinen verwerten zu können.

Es wäre, um für die Vorausschätzung des Verlustgesetzes sicherere Grundlagen zu schaffen, schon vorteilhaft, die unsichtbaren Verluste $C_k + C_l$ von den sichtbaren $C_u + C_t$ (vgl. die Zusammenstellung in Art. 136) zu trennen, doch mögen der Einfachheit halber, obwohl eine solche Trennung denkbar ist, alle Verluste zusammengefaßt werden, d. h. es möge gesetzt werden

$$C_i = C_a + C_b \qquad \text{oder} \qquad C_b = C_i - C_a \tag{40}$$

Es wird vielfach angenommen, daß die den Hauptteil der Verluste ausmachenden Wärmeverluste, absolut gerechnet, konstant sind, daß

also $C_k N_i$ oder $C_k p_i$ gleich konstanz ist. Mit dieser Annahme kommt zwar eine starke Anfangskonstante, wie sie oben als bestehend festgestellt wurde, zum Ausdruck, doch geht sie zweifellos über das wahre Maß hinaus.

Wenn jetzt auch die anderen Verluste mit in das Gesetz einbegriffen werden, also gesetzt wird $C_b p_i = \text{const.}$, so soll damit nur der allgemeine Gang des Verfahrens erläutert werden, um nachher ein anderes Gesetz einzuführen, das durch geeignete Maßstabsveränderungen äußerlich auf die Form dieses einfachen Gesetzes zurückgeführt werden wird und die Übertragung gewisser Schlußfolgerungen aus dem einfachen Gesetz gestatten wird.

163. Es werde angenommen, daß für eine Belastung (p_i') ein Verbrauchsversuch vorliegt oder, wenn es sich um eine neu zu entwerfende Maschine handelt, daß für eine Belastung der Dampfverbrauch C_i nach Art. 149 bis 151 oder durch Umrechnung nach Art. 130 bis 138 oder einem anderen geeigneten Verfahren bestimmt ist. Es gilt dann für diese eine Belastung die mit p_i' multiplizierte allgemeine Gleichung (40). Es ist

$$C_b p_i' = C_i p_i' - C_a p_i' .$$

Für andere Belastungen ist mit den vorher gemachten Voraussetzungen $C_b p_i = \text{konst.}$ und demgemäß

$$C_i p_i = C_a p_i + C_b p_i' .$$

164. Es empfiehlt sich aus Gründen, die später aus der Anwendung des Verfahrens erkennbar werden, den adiabatischen Gesamtverbrauch $C_a p_i$ von der Abszissenachse aus nach oben die Gesamtverluste $C_b p_i$ von derselben Abszissenachse aus nach unten abzutragen. Die Ordinaten zwischen den beiden Kurven geben dann den Gesamtverbrauch $C_i p_i$ an.

Bei dem angenommenen Verlustgesetz ist die Verlustlinie $C_b p_i$ eine horizontale Gerade im Abstande $DF = C_b p_i'$ unterhalb der Abszissenachse. Man trägt also (Fig. 327) die Linie $C_a p_i = f(p_i)$, wie in Art. 159 erläutert, nach oben auf und zieht im Abstande $DF = C_b p_i'$ unter der Abszissenachse eine Horizontale; es ist dann diese Horizontale die Abszissenachse (Nulllinie) für die Werte $C_i p_i$.

Indem man die Ordinaten $C_i p_i$ durch die zugehörigen Werte von p_i dividiert, findet man die Werte von C_i. Die Kurve dieser Werte ist in Fig. 327 mit C_{ic} bezeichnet.

165. Das Verfahren möge an dem Beispiel der Hauptaufgabe mit den Daten des Art. 149 erläutert werden.

Die Kurve $C_a p_i = f(p_i)$ ist auf Grund der Rechnungen Art. 33 bis 35 aufgetragen.

Bei der normalen Belastung mit $p_i' = 2{,}6$ ist $C_a = 4{,}45$ und C_i gleich 5,956 (Art. 149, vgl. a. Art. 175). Es ist also $C_b = 5{,}956 - 4{,}45 = 1{,}506$ und $C_b p_i' = 1{,}506 \cdot 2{,}6 = 3{,}915$. Diese Größe trägt man von D aus im Maßstab von $C_a p_i$ nach unten ab, um die Abszissenachse $O_c E_c$ für die Werte $C_i p_i$ zu finden.

Ohne zunächst die Kurve $C_i = \varphi(p_i)$ zu zeichnen, findet man die Verschiebung, welche das Verbrauchsminimum pro PS-st durch die Verluste erfährt, indem man von O_c aus die Tangente an die mit AA bezeichnete $C_a p_i$-Kurve, die jetzt mit der Abszissenachse $O_c E_c$ zur $C_i p_i$-Kurve geworden ist, zieht (vgl. Art. 160).

Man findet jetzt weiter die Kurve $C_{ic} = \varphi(p_i)$, indem man die bis O_cE_c reichenden Ordinaten durch die zugehörigen Abszissen dividiert. Im übrigen gilt das in Art. 172 bezüglich des Maßstabes und der Abszissenachse für die Auftragung von C_i und C_a Gesagte.

166. Zum Vergleich ist noch die Kurve $C_a = \varphi(p_i)$ gezeichnet. Man erkennt, daß die Verluste nicht nur den Dampfverbrauch an sich ungünstig beeinflussen, sondern auch das Gesetz der Änderung. Maschinen mit großen konstanten Verlusten verhalten sich daher bei Belastungen, die unterhalb der normalen liegen, besonders ungünstig und werden bei Belastungsschwankungen bedeutende Mehrverluste aufweisen, da die mittlere Belastung für Maschinen, die zu verschiedenen Zeiten stark verschieden belastet sind, weit unter der normalen liegen, weil die Maschine schon um die großen Belastungen aufzunehmen sehr reichlich in der Größe gewählt sein muß.

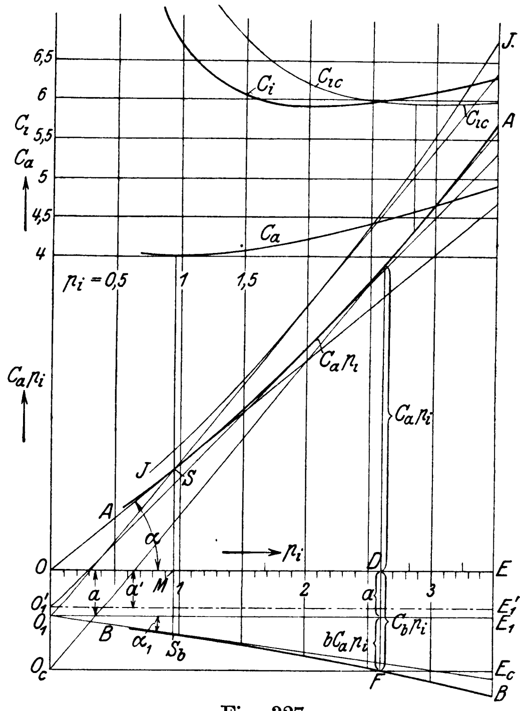


Fig. 327.

In Fig. 327 ist noch für eine Maschine, welche ein günstigeres, weiter unten besprochenes Verlustgesetz hat, die Kurve $C_i = \varphi(p_i)$ aufgetragen für den Fall, daß bei der normalen Belastung der Dampfverbrauch beider Maschinen der gleiche ist. Die Kurve ist mit C_i bezeichnet. Bei halber Belastung ($p_i = 1{,}3$) ist der Dampfverbrauch der Maschine mit dem ungünstigen Verlustgesetz um 0,85 kg pro PS-st größer als bei der Maschine mit dem günstigen Verlustgesetz.

Wenn die Verluste durch geeignete Maßnahmen vermindert werden, so vermindert sich damit nicht nur der Dampfverbrauch an sich, sondern es wird damit auch das Verbrauchsgesetz verbessert, auch bei dem an sich ungünstigen Verlustgesetz $C_b p_i =$ konst. Denkt man sich nämlich den Punkt O_c entsprechend einer Verkleinerung von DF nach O hin aufsteigen und dabei von ihm aus stets an die Kurve AA die Tangente zur Feststellung der Lage des Minimums gezogen, so erkennt man, daß die Abszisse des Berührungspunktes schnell nach links wandert.

Aber noch einen weiteren Schluß läßt diese Betrachtung zu: Wenn von zwei Firmen, die beide dasselbe Vertrauen bezüglch der Erfüllung der eingegangenen Dampfverbrauchsgarantien genießen, gleiche Garantien bei normaler Leistung abgegeben sind, die eine aber eine Maschine mit höherem Eintrittsdruck anbietet als die andere, so wird man der Maschine *mit dem niedrigeren* Eintrittsdruck den Vorzug geben; denn sie hat einen höheren adiabatischen Dampfverbrauch, also ist der Verlust als Differenz zwischen garantiertem und adiabatischem Dampfverbrauch kleiner als

bei der Maschine mit dem höheren Druck, d. h. die Maschine verhält sich bei schwächerer Belastung günstiger als die Maschine mit dem hohen Eintrittsdruck. Dieser Zusammenhang wird nachher noch für ein anderes Verlustgesetz erweitert werden.

167. Die einfache und für die Untersuchung sehr bequeme Regel, daß die Verluste $C_b p_i$ bei veränderlicher Belastung konstant sind, entspricht wie die Analysierung einer größeren Zahl von Versuchen zeigt, im Durchschnitt nicht den Tatsachen. Die Verluste nehmen absolut mit der Belastung im allgemeinen ab, aber nicht im Verhältnis der Belastung selbst, so daß die Verluste für die Arbeitseinheit (PS-st) bei kleinen Belastungen immer noch erheblich größer sind als bei großen.

Es ist also gemäß Art. 161 und 162 ein einfaches Gesetz ausfindig zu machen, welches wenigstens grundsätzlich dieser Tatsache Rechnung trägt.

Das einfachste Gesetz, welches der Bedingung genügt, daß die Verluste der Gesamtleistung mit abnehmender Leistung etwas abnehmen, mit zunehmender also zunehmen, ist das einer mehr oder weniger stark geneigten Geraden mit einer starken Anfangskonstanten. Wenn zwei Versuchswerte vorliegen, läßt sich die Gerade so legen, daß sie beide Werte enthält.

Der Fall ist in der dritten Auflage dieses Werkes behandelt; es soll aber davon abgesehen werden, ihn hier wieder zu bringen, weil ein anderes Gesetz, welches ebenfalls schon in der dritten Auflage erörtert ist, für den praktischen Gebrauch geeigneter und bei der im Art. 173 bis 175 eingeführten Maßstabsänderung auch einfacher ist als das der geraden Linie, und dabei ebenfalls gestattet, zwei Versuchswerte zu erfassen.

168. Es mögen die Verluste $C_b N_i$ oder $C_b p_i$ gleich gesetzt werden einer Konstanten, vermehrt um einen Bruchteil des adiabatischen Verbrauchs, was durch die Gleichung ausgedrückt wird

$$C_b p_i = a + b\, C_a p_i \tag{41}$$

oder

$$C_b p_i = a\left(1 + \frac{b}{a} C_a p_i\right) \tag{42}$$

oder wenn man $\frac{b}{a}$ mit k bezeichnet

$$C_b p_i = a\,(1 + k\, C_a p_i) \tag{43}$$

oder

$$C_b = a\left(\frac{1}{p_i} + k\, C_a\right) \tag{44}$$

Die Gleichung (41) und die aus ihr abgeleiteten Gleichungen schließen offenbar den in den Art. 162 bis 166 behandelten Fall, daß die Verluste konstant sind, ein: Setzt man in Gleichung (41) $b = 0$, so lautet die Gleichung $C_b p_i = a$. Die Konstante a ist natürlich in diesem Falle eine andere als bei dem allgemeineren Fall Gleichung (41), wenn der Verlust bei normaler Belastung in beiden Fällen der gleiche ist.

169. Die Konstanten a und b lassen sich beim Vorliegen von zwei Versuchsergebnissen wie folgt bestimmen: Wenn man mit C_{i1} und C_{a1} die gemessenen bzw. errechneten Verbrauchswerte bei der Belastung p_{i1} und C_{i2} und C_{a2} die bezüglichen Verbrauchswerte bei der größeren Belastung p_{i2} bezeichnet, sind die bezüglichen Verlustwerte $C_{b1} = C_{i1} - C_{a1}$ und $C_{b2} = C_{i2} - C_{a2}$; man bildet die Produkte $C_{b1} p_{i1}$, $C_{b2} p_{i2}$ und trägt (Fig. 328, von OE aus) die Werte je bei dem zugehörigen p_i nach unten,

die Werte $C_{a1} p_{i1}$ und $C_{a2} p_{i2}$ nach oben auf, so hat man, wenn man die abgetragenen Ordinaten mit z_1 und z_2 bzw. y_1 und y_2 bezeichnet, nach Gleichung (41)

$$z_1 = a + b\,y_1\,, \quad z_2 = a + b\,y_2\,, \quad \text{also} \quad z_2 - z_1 = b\,(y_2 - y_1)$$

und weiter

$$b = \frac{z_2 - z_1}{y_2 - y_1}\,, \quad a = z_2 - b\,y_2 \qquad (45)$$

b ist hierin eine Zahl, das Verhältnis zweier Längen, a dagegen bei der vorausgesetzten graphischen Darstellung eine Länge. a wird im Maßstab von $C_a p_i$ erhalten, was auch für die Auftragung bequem ist. Wenn man aber k aus der Definitionsgleichung Art. 168 berechnen will, etwa um aus 2 Verbrauchswerten einer Maschine Unterlagen für andere Maschinen, für welche nur ein gemessener oder errechneter Wert vorliegt, zu gewinnen, hat man für a den wahren Wert einzuführen, d. h. hat die in Millimeter gemessene Größe von a zuvor durch die Darstellungslänge der Einheit von $C_a p_i$ zu dividieren, ehe man es in die Gleichung $k = \frac{b}{a}$ einsetzt.

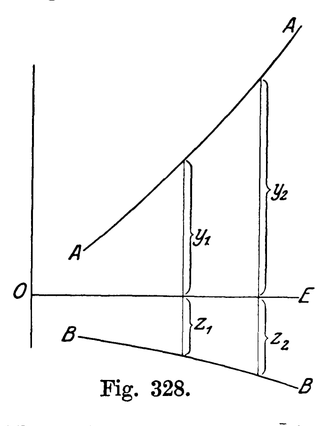


Fig. 328.

170. Wenn nur ein Verbrauchswert C_i bekannt ist, benutzt man zweckmäßig für die Verlustkurve den Wert k.

Sofern nicht Sonderwerte und Versuchsergebnissen ähnlicher Maschinen vorliegen, mag man k etwa wie folgt schätzen:

Bei Einzylindermaschinen mit Kondensation.

Mit geheizten oder ungeheizten Wandungen. . . .	$k = 0{,}08$ bis $0{,}12$
Wenn nur der Deckel und zwar mit strömendem Dampf geheizt wird	$k = 0{,}1$ bis $0{,}2$

Bei Einzylindermaschinen mit Auspuff.

Für überhitzten Dampf	$k = 0{,}04$ bis $0{,}06$
Für gesättigten Dampf	$k = 0{,}06$ bis $0{,}08$

Bei Verbundmaschinen mit Kondensation.

Für überhitzten Dampf	$k = 0{,}08$ bis $0{,}12$
Für gesättigten Dampf bei ungeheizten Zylindern .	$k = 0{,}08$
,, ,, ,, bei geheizten Zylindern . .	$k = 0{,}15$

Voraussetzung ist dabei, daß der eine Wert für C_i, auf den man sich bei der Bestimmung des Verbrauchsgesetzes stützt, in der Nähe der Normalleistung liegt.

171. Das Verfahren möge an einem Zahlenbeispiel erläutert werden, wieder unter der Voraussetzung, daß nur ein Versuchswert oder ein Rechnungswert für C_i vorliegt entsprechend Art. 163 und daß daher k geschätzt werden muß. Die Voraussetzungen seien die gleichen wie im Art. 165.

Aus $C_i = C_a + C_b$ folgt $C_b = C_i - C_a$. Bei der Belastung $p_i' = 2{,}6$ ist also, wie im Art. 165, $C_b' = 5{,}956 - 4{,}45 = 1{,}506$.

k werde gleich 0,1 geschätzt; dann lautet die Gleichung (44) mit Einsetzung der vorstehenden Werte

$$1{,}506 = a\left(\frac{1}{2{,}6} + 0{,}1 \cdot 4{,}45\right),$$

woraus sich $a = 1{,}82$ ergibt; b folgt aus der Definitionsgleichung für k. Es ist $b = ka$, $b = 0{,}1 \cdot 1{,}82$, $b = 0{,}182$.

Nachdem man die Kurve $C_a p_i$ wie vorher gezeichnet hat, trägt man a im Maßstab von $C_a p_i$, also bei dem oben empfohlenen Maßstab mit 18,2 mm von OE aus nach unten ab, um in diesem Abstande eine Horizontale $O_1 E_1$ zu ziehen (Fig. 327). Von ihr aus trägt man die mit b multiplizierten Ordinaten der $C_a p_i$-Kurve nach unten ab. Man erhält die Kurve $C_b p_i$, bei deren Verzeichnung man die Tangente von O_1 aus zu Hilfe nehmen kann. Es ist $\operatorname{tg} \alpha_1 = b \operatorname{tg} \alpha$. Die Abszisse des Berührungspunktes S_b ist die gleiche wie die des Berührungspunktes S der Tangente aus O an die Kurve $C_a p_i$.

172. Die zwischen beiden Kurven AA und BB gemessenen Ordinaten liefern die Werte $C_i p_i$, aus denen man C_i durch Division durch p_i findet, entweder indem man die sich aus den Maßstäben ergebenden Zahlenwerte durcheinander dividiert oder, indem man die Längen durcheinander dividiert und den Quotient mit einem beide Maßstäbe enthaltenden Faktor multipliziert; dieser ist bei dem in Art. 159 empfohlenen Maßstäben für Maschinen mit Kondensation gleich 5, für Maschinen mit Auspuff gleich 8.

Den Maßstab für die Ordinaten der C_i-Kurve, die man zweckmäßig in das Hauptdiagramm mit einträgt, kann man unabhängig von dem Maßstab der $C_a p_i$-Kurve wählen. Bei den in Art. 159 für diese vorgeschlagenen Maßstäben wird ein Maßstab von 20 bis 30 mm für 1 kg Dampf etwa passend sein. Ebenso kann die Höhenlage der Abszissenachse, die anzugeben ist, unabhängig gewählt werden; doch sei empfohlen, die Abszissenachse OE der $C_a p_i$-Kurve auch als Abszissenachse der C_i-Kurve zu benutzen, ebenso als Abszissenachse der C_a-Kurve, wenn diese des Vergleichs halber noch aufgetragen wird, wie es in der Fig. 327 geschehen ist.

173. Man kann die Auftragung der Kurve $b\, C_a p_i$ unter der Horizontalen durch einen Kunstgriff **auch ganz vermeiden** und daraus noch weitere Vorteile für die Anwendung des Verfahrens ziehen: Die Ordinaten für $C_i p_i$ zwischen den beiden Kurven sind gleich

$$b\, C_a p_i + a + C_a p_i \quad \text{oder} \quad a + C_a p_i + b\, C_a p_i \quad \text{oder} \quad a + (1 + b)\, C_a p_i$$

oder

$$C_i p_i = (1 + b)\left(\frac{a}{1 + b} + C_a p_i\right) \tag{46}$$

Diese vier algebraisch gleichbedeutenden Ausdrücke, in welchen $C_a p_i$ die Darstellungsgröße von $C_a p_i$ in dem gewählten Maßstab bezeichnet, haben geometrisch je eine andere Bedeutung, wenn die Reihenfolge ihrer Glieder in den Ausdrücken die geometrische Aneinanderreihung derselben von unten nach oben angibt.

Der erste Ausdruck entspricht der bisherigen Darstellung: Die Verlustglieder $bC_a p_i$ und a liegen beieinander unterhalb der ursprünglichen Nullinie.

Im zweiten Ausdruck sind sie getrennt, der konstante Teil des Verlustgliedes liegt unterhalb der ursprünglichen Nullinie, der proportionale Teil ist oberhalb der $C_a p_i$-Kurve angesetzt (vgl. die dünn gezeichnete Linie JJ Fig. 327). Diese Form hat gegenüber der ersten den Vorzug, daß eine

horizontale Nullinie für $C_i p_i$ besteht, nämlich $O_1 E_1$ und daß man von dem Nullpunkt O_1 aus durch Ziehen der Tangente an die Kurve JJ das Verbrauchsminimum bestimmen kann. Die Trennung der Verlustglieder gestattet jedoch keinen so augenfälligen Vergleich der Verluste mit den theoretischen Verbrauchswerten.

Die dritte Form ist die gleiche wie die zweite, nur fällt für die Auftragung die $C_a p_i$-Kurve ganz fort: Die Rechnungswerte von $C_a p_i$, wie sie im Art. 33 bis 39 gefunden wurden, sind mit $1 + b$ multipliziert und dann von OE aus als JJ-Kurve unmittelbar aufgetragen.

174. Bei der vierten Form fällt die Verzeichnung der $C_i p_i$-Kurve fort, und die $C_a p_i$-Kurve wird mit tiefergelegter Nullinie und anderem Ordinatenmaßstab als $C_i p_i$-Kurve benutzt.

Es werde noch b durch $k a$ ersetzt; dann nimmt die Gleichung (46) die Form an

$$C_i p_i = (1 + k a)\left(\frac{a}{1 + k a} + C_a p_i\right). \tag{47}$$

Bezeichnet man das Glied vor $C_a p_i$ mit a', so lautet die Gleichung

$$C_i p_i = (1 + k a)\,(a' + C_a p_i)\,.$$

Wenn man jetzt die Abszissenachse um a' verschiebt bis O_1' und von ihr aus die Ordinaten bis zur Kurve AA mißt, so kann man $(1 + a k)$ als Maßstabskonstante auffassen. Es stellen dann die Ordinaten über $O_1' E_1'$ in einem anderen Maßstab die Werte $C_i p_i$ dar. Das Diagramm besteht also nur aus der $C_a p_i$-Kurve AA und einer tiefergelegten Abszissenachse, ganz wie das Diagramm für den in Art. 163 bis 166 erläuterten Fall.

Bei gleich großen Verlusten für die Normalleistung ist die ideelle Konstante a' ganz wesentlich kleiner als dort, und abgesehen vom Maßstab der Gesamtfigur ist der Verlauf des Verlustgesetzes der gleiche wie bei einer Maschine mit sehr kleinen konstanten Verlusten, so daß für sie grundsätzlich die Betrachtungen des Art. 166 Geltung behalten.

Die vierte Form des Diagramms hat vor den anderen Formen (auch vor der ihr ähnlichen dritten Form) den Vorzug, daß bei veränderten Voraussetzungen über die Verluste immer nur eine Kurve $C_a p_i$ (die für gleichen Eintrittsdruck, gleiche Überhitzung und gleichen Gegendruck p_3 auch ein für allemal vorbereitet sein kann) erforderlich ist, die für andere Werte a und k (Art. 169 und 170) ohne weiteres mit anderer Nullinie und anderem Maßstab als Kurve des Gesamtverbrauchs $C_i p_i$ benutzt werden kann. Zur Feststellung der Lage des Verbrauchsminimums genügt es, den Punkt O_1' zu bestimmen und von ihm aus die Tangente an die Kurve AA zu ziehen. Man hat

$$O O_1' = \frac{a}{1 + b} \qquad \text{oder} \qquad O O_1' = \frac{a}{1 + k a}\,.$$

Die Gleichung gilt auch, wenn ausnahmsweise b negativ wird; man hat für b und k dann die algebraischen Werte einzuführen. Führt man die absoluten Werte ein, so ist im Nenner zu setzen $1 - b$ bzw. $1 - k a$.

175. Es fallen aus der Fig. 327, die jetzt die Bedeutung einer Beweisfigur für die vorstehenden Entwicklungen hat, für den praktischen Gebrauch eine ganze Reihe von Linien fort und der Gang des Verfahrens ist mit ihr folgender:

Berechnung der Werte C_a und p_i als Funktion von p_2 mit dem JS-Diagramm nach Art. 33 bis 40. Auftragung der Werte $C_a p_i$ als Funktion von p_i. Nach versuchsmäßiger oder rechnerischer Bestimmung eines Wertes von C_i, Annahme eines passend erscheinenden, aus gleichartigen Versuchen abgeleiteten Erfahrungswertes k, Berechnung von a und b nach Art. 171[1]), Bestimmung des Punktes O_1'. Ziehen der Horizontalen $O_1'E'$ als Abszisse für die Kurve des Gesamtverbrauches $C_i p_i$. Bestimmung des Maßstabes. Berechnung von C_i für verschiedene Werte von $C_i p_i$, indem man sie durch die zugehörigen Werte von p_i dividiert.

Wenn man die im Art. 159 empfohlenen Maßstäbe benutzt, dividiert man die Ordinatenlängen durch die Abszissenlängen und hat dann das Verhältnis mit $(1 + ka) \cdot 5$ bzw. mit $(1 + ka) \cdot (8)$ zu multiplizieren, um zahlenmäßig die zugehörigen Werte von C_i zu erhalten.

Wenn man jedoch des Vergleichs halber noch die C_a-Kurve eintragen will, hat man das Längenverhältnis von Ordinaten und Abszissen mit 5 bzw. (8) zu multiplizieren, soweit man nicht unmittelbar die Rechnungswerte von C_a nach der Tabelle S. 431 benutzt, die ihrer Zahl nach aber im allgemeinen für die Verzeichnung der C_a-Kurve nicht ausreichen werden. Die Ordinaten der C_a-Kurve sind hierfür natürlich wieder von OE aus zu messen.

Bezüglich der Maßstabswahl gilt das in Art. 172 Gesagte.

Anhang 19.

Kanalquerschnitte und Öffnungsweiten.

1. Es sei F die Kolbenfläche, v die Kolbengeschwindigkeit bei der Kolbenstellung x, w_x die Geschwindigkeit in dem betrachteten Querschnitt f_x, wobei v, w_x, f_x zeitlich zusammenfallende veränderliche Größen sind, so gilt für volumenbeständige Stoffe die Kontinuitätsgleichung

$$f_x w_x = F v \,. \tag{1}$$

Die Anwendbarkeit der für 2 Strömungsquerschnitte f_x und F geltenden Kontinuitätsgleichung für den Fall der Kolbenmaschinen ergibt sich aus der Vorstellung, daß ein Flüssigkeitsstrom von dem Querschnitt F dem Kolben unmittelbar folgt.

Die Kolbengeschwindigkeit v ist beim Kurbelgetriebe gesetzmäßig veränderlich. An der Abschlußstelle des Steuerorgans ist ferner auch f_x zeitlich veränderlich. Die Gleichung behält auch für zeitliche Veränderungen dieser Größen Gültigkeit. In den Fortleitungskanälen ist f dagegen zeitlich unveränderlich, wenn auch der Querschnitt an verschiedenen Stellen der Kanäle verschieden groß sein kann.

Die unveränderlichen Strömungsquerschnitte.

2. Der unveränderliche Strömungsquerschnitt werde mit f bezeichnet. Es ist damit $f \cdot w_x = F v$ und

$$w_x = \frac{F}{f} v \,. \tag{2}$$

[1]) Wenn es sich um eine fertige Maschine handelt, von der Versuchswerte für zwei Belastungen vorliegen, wird man z. B. für die Beurteilung der Maschine im Betrieb (vgl. Art. 157) a und b nach Art. 169 berechnen, anstatt k zu schätzen.

Es folgt aus dieser Gleichung, in der F/f eine Konstante ist, daß die Strömungsgeschwindigkeit volumenbeständiger Stoffe der veränderlichen Kolbengeschwindigkeit proportional ist.

Was für die jeweilige Geschwindigkeit gilt, gilt auch für die mittlere: bezeichnet man die mittlere Geschwindigkeit des strömenden Stoffes mit w, die mittlere Kolbengeschwindigkeit wie üblich mit c, so ist

$$w = \frac{F}{f} c \qquad (3)$$

oder, wenn eine bestimmte mittlere Geschwindigkeit w zugelassen wird und f daraus berechnet werden soll,

$$f = F \frac{c}{w}. \qquad (4)$$

3. Diese Gleichung wird fast allgemein bei der Berechnung der Steuerungsquerschnitte von Kolbenkraftmaschinen (Dampfmaschinen, Druckluftmaschinen, Verbrennungskraftmaschinen) und Kolbenarbeitsmaschinen (Kompressoren, Luftpumpen, Wasserpumpen) benutzt, obwohl bei ihnen bis auf die Wasserpumpen der Strömungsstoff nicht volumenbeständig ist. Einigermaßen liegt bei Luft und bei den Verbrennungsprodukten der Verbrennungskraftmaschinen Volumenbeständigkeit vor, wenn der Druck während der Strömung unverändert ist, wie es beim Ansaugen und Ausschieben der Stoffe angenähert der Fall ist. Dagegen gilt dies für die Dampfmaschine selbst bei unveränderlichem Druck nicht, weil hier beim Eintritt beträchtliche Dampfmengen, welche den Strömungsquerschnitt passiert haben, durch Niederschlag verschwinden und dem Kolben nicht folgen, beim Austritt durch Nachdampfen beträchtliche Mengen durch den Strömungsquerschnitt gehen, ohne vom Kolben vorgeschoben zu sein.

4. Die wahre Dampfgeschwindigkeit ist also größer als das w bzw. w_x der Formeln und man wird daher in die Formeln zur Berechnung der Querschnitte kleinere Werte von w einsetzen, als man sie tatsächlich für zulässig hält. Diese kleineren, unmittelbar in die Formeln einzusetzenden Werte von w gibt die nachfolgende Aufstellung für Dampfmaschinen an.

Wahlwerte von w	Einlaß [1])	Auslaß in die Atmosphäre	Auslaß in den Kondensator
1. Einzylindermaschinen:			
Gesättigter Dampf,			
Zylinder und Deckel ungeheizt	35	25	25
„ „ „ geheizt	38	30	30
Überhitzter Dampf	45	35	35
2. Verbundmaschinen:		in den Receiver	
a) Hochdruckzylinder, gesättigt. Dampf, ungeheizt .	35	28	—
„ „ „ ausgieb. geheizt	38	30	—
„ überhitzter Dampf	45	35	—
b) Niederdruckzylinder, ungeheizt	45	—	35
„ ausgiebig geheizt	50	—	40

[1]) Wenn die normale Füllung verhältnismäßig klein ist, wie das bei Einzylindermaschinen mit Kondensation und einigermaßen hohem Admissionsdruck der Fall ist, müssen diese Werte notgedrungen erheblich überschritten werden, um nicht zu große Steuerungsabmessungen zu erhalten (vgl. Haupttext, Art. 379 und 380).

Da überhitzter Dampf beim Eintritt sein Volumen nicht so stark durch Wärmeaustausch vermindert wie gesättigter und beim Betrieb mit überhitztem Dampf während des Ausschubes kein oder nur geringes Nachdampfen stattfindet, wird man hier höhere Werte für w einführen dürfen als bei gesättigtem Dampf, beim Auslaß auch dann, wenn der überhitzt gewesene Dampf die Maschine gesättigt verläßt. In ähnlicher Weise ist die Wirkung der Zylinderheizung zu berücksichtigen.

5. Die der Kanalquerschnittsberechnung zugrunde zu legenden zulässigen Werte von w dürfen um so höher gewählt werden, je kleiner das spezifische Gewicht des Dampfes ist. Dieser Einfluß tritt in der vorstehenden Zusammenstellung nicht in der dem großen Unterschied der spezifischen Gewichte entsprechenden Weise hervor. Insbesondere ist der nach dem Kondensator abfließende Dampf sehr leicht und man dürfte mit der Ausschubgeschwindigkeit die angegebenen Werte von 35 und 40 m erheblich überschreiten und unbedenklich auf das Doppelte gehen, wenn durch die Kanäle lediglich der Ausschubdampf abzuführen wäre.

Nach Anhang 20 sind aber erhebliche Ausstoßdampfmengen gerade bei Zylindern, die ihren Dampf nach dem Kondensator abgeben, vor und während des Hubwechsels abzuführen, auf die bei Bemessung der Querschnitte Rücksicht zu nehmen ist. Das geschieht nicht ganz folgerichtig bei den Regeln für den Ausschubdampf.

In der in Anhang 20 gegebenen Regel für die Vorausströmung kommt die Notwendigkeit reichlicher Querschnitte dadurch zum Ausdruck, daß bei knappen Querschnitten ($w = 70$ bis 80) sich eine ganz außerordentlich große Vorausströmung ergeben würde. Diese sonst nicht zu findende Hervorhebung ist wichtig für den Fall, daß Ausschubdampf und Ausstoßdampf getrennt abgeführt werden, wie das neuerdings zuweilen vorkommt, indem der Ausstoßdampf durch vom Arbeitskolben gesteuerte Zylinderschlitze, der Ausschubdampf durch ihnen parallelgeschaltete besondere Steuerorgane abgeführt wird. Die letzteren dürfen dann für großes w bemessen sein (vgl. S. 242).

6. Die oben angegebenen Werte der Geschwindigkeit w gelten bei Schiebersteuerungen für die Durchgangsöffnungen im Schieberspiegel bei ganz geöffnetem Schieber. Man schränkt diese Querschnitte gegenüber denen der Fortleitungskanäle im Interesse kleiner Steuerungsmaße etwas ein, was schon in den angegebenen Werten von w zum Ausdruck gebracht ist.

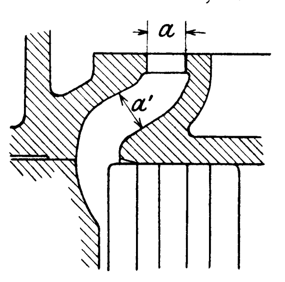
Die Dampfwege von dem Abschlußquerschnitt bis zum Zylinder beim Einlaß und von dem Zylinder bis zum Auslaßorgan sollten (trotz der damit verbundenen Vergrößerung des schädlichen Raumes) im Querschnitt etwas reichlicher bemessen werden. Das kann dadurch geschehen, daß man ihrer Berechnung eine etwas kleinere Geschwindigkeit zugrunde legt oder dadurch, daß man ihren Querschnitt etwas größer macht als die vorher berechneten Querschnitte im Schieberspiegel, etwa gleich dem 1,1fachen desselben.

7. Der Querschnitt des Kanals im Schieberspiegel ist bei Flachschiebern und bei Drehschiebern gleich $a \cdot b$ (Fig. 329), wobei, wie üblich, die kleinen Abrundungen in den Ecken außer acht geblieben sind. Es ist damit

$$a \cdot b = F \frac{c}{w} \quad \text{oder} \quad a = \frac{F}{b} \frac{c}{w}. \tag{5}$$

Die letzte Gleichung gilt für den gewöhnlichen Fall, daß man b [z. B. nach dem Zylinderdurchmesser $= (^2/_3$ bis $^3/_4) D]$ wählt.

Die Querschnittsmaße für die Verbindungskanäle sind dann $a' b' = 1{,}1\,a b$. Wenn b in gleichbleibender Größe durchgeführt wird, ist $a' = 1{,}1\,a$ zu setzen. Die Kanalbreite wird zuweilen nach dem Zylinder hin eingezogen, d. h. es wird $b' < b$ gemacht, um den Zylinder nicht so sehr zu verschneiden. Es muß dann gleichwohl sein $a' b' = 1{,}1\,a b$.



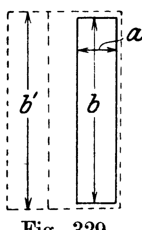


Fig. 329.

8. Bei **Kolbenschiebern** ist als Kanalbreite b, senkrecht zur Schieberschubrichtung gemessen, der Umfang des Kolbenschiebers πd einzuführen, wenn der Kanal nicht durch Stege im Schieberspiegel eingeengt ist. Wenn, wie es bei Schiebern mit Dichtungsringen stets der Fall ist, Stege im Spiegel angeordnet sind, ist deren Spiegelfläche in Abzug zu bringen. Läßt man zunächst die Abrundungen außer acht, so ist $b = \pi d - z g$, Fig. 330 und 331, wobei z die Zahl der Stege auf dem Umfang bedeutet oder

$$b = \frac{\pi d - z g}{\pi d} \pi d$$

oder mit den Bezeichnungen der Figuren 330 und 331, indem $\frac{\pi d}{z} = k$ ist,

$$b = \frac{k - g}{k} \pi d\,.$$

Der Bruch werde nach einer Korrektur, welche die Abrundungen berücksichtigt, die hier nicht ganz außer acht bleiben dürfen, mit β bezeichnet, dann ist

$$b = \beta \pi d\,. \tag{6}$$

Hieraus kann nach Wahl von d (etwa gleich 0,4 bis 0,6 des Zylinderdurchmessers) b berechnet werden, wenn man β vorbehaltlich späterer Nachrech-

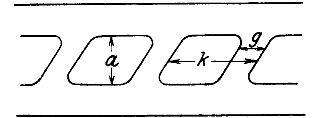


Fig. 330.

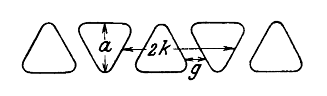


Fig. 331.

nung bei Festlegung der Konstruktion zunächst schätzt [gleich 0,6 bis 0,7[1])]. Nachdem der erforderliche Querschnitt f nach Gleichung (4) berechnet ist, findet man a aus der Gleichung

$$f = a \beta \pi d \tag{7}$$

oder bei zweifacher Öffnung

$$f = a \beta 2 \pi d\,.$$

Die Einmündungsbreite b' des Kanals in den Zylinder ist hier stets erheblich kleiner als $\beta \pi d$, demgemäß wird a' erheblich größer als a.

[1]) Der Strömungsquerschnitt der Steuerungsventile der Dampfmaschinen ist am Umfange im allgemeinen nicht durch Rippen eingeengt; bei ihnen ist $\beta = 1$.

9. Die vor den Einlaßorganen und hinter den Auslaßorganen liegenden Kanäle gehören nicht mehr zu den schädlichen Räumen, ihre Umgrenzungen nicht mehr zu den schädlichen Flächen; man wird daher ihren Querschnitt im Interesse geringer Strömungswiderstände nicht so knapp bemessen und für sie kleinere Dampfgeschwindigkeiten zugrunde legen. Man mag den Querschnitt gleich dem 1,3 bis 1,5fachen des Querschnittes f setzen. Beachte jedoch bezüglich der Vakuumabdampfleitungen das im Haupttext Art. 259 gesagte.

10. Die Benutzung der Gleichung (4) hat für die Berechnung auch der unveränderlichen Querschnitte eigentlich nur Berechtigung, wenn der Kanal während der ganzen Zeit, über welche der Mittelwert c der Kolbengeschwindigkeit gebildet ist, d. h. während des ganzen Hubes oder bei Annahme unendlicher Pleuelstangenlänge des halben Hubes voll geöffnet bleibt. Beim Auslaß trifft letzteres in der Regel einigermaßen zu, beim Einlaß meist ganz und gar nicht.

Wenn die Einströmungskanäle gleichzeitig für die Ausströmung dienen, wie das beim Muschelschieber, Muschelkolbenschieber und den anderen Abarten des Muschelschiebers der Fall ist, sind die Kanäle nach dem Auslaß zu bemessen, der die größeren Querschnitte verlangt, sie sind dann für den Einlaß reichlich groß und brauchen von der Einlaßsteuerung bei kleinen Füllungen nicht ganz geöffnet zu werden.

11. Wenn Einlaß und Auslaß getrennt gesteuert werden, wird man zwecks Einschränkung der schädlichen Räume die Einlaßkanäle vom Steuerungsorgan bis zum Zylinder enger halten, und zwar nicht nur im Verhältnis der höheren für Einlaß zuzulassenden Dampfgeschwindigkeiten, sondern bei kleinen Höchstfüllungen auch unter Beachtung der bis zum Abschluß des Steuerorgans noch nicht erreichten vollen Kolbengeschwindigkeit (vgl. die Verfahren im Haupttext von Art. 344 ab, ferner Art. 589).

Die veränderlichen Öffnungsweiten.

12. Beim Auslaß kann im allgemeinen von einer Untersuchung der Veränderungen, welche die Öffnungsweiten durch die Öffnung und den Abschluß der Steuerorgane erfahren, abgesehen werden (vgl. auch Art. 374). Beim Einlaß ist eine solche Untersuchung im allgemeinen erforderlich und für den Anfänger auch besonders lehrreich.

Man muß für die Untersuchung der Vorgänge auf die Gleichung (1) S. 494 zurückgreifen. Das Gesetz, nach dem sich die Kolbengeschwindigkeit bei konstanter Winkelgeschwindigkeit der Kurbel ändert, ist im Anhang 8 behandelt. Für doppeltwirkende Maschinen, wie es die Dampfmaschinen fast stets sind, führt man für das Gesetz der Kolbengeschwindigkeit zweckmäßig die unendliche Pleuelstangenlänge ein, um ein Mittelwertsgesetz für die Kurbel- und Deckelseite zu erhalten. Es ist dann $v = u \sin\alpha$, worin v die augenblickliche Kolbengeschwindigkeit, u die Kurbelzapfengeschwindigkeit bezeichnet[1]). Die Gleichung (1) geht damit über in

$$f_x w_x = F u \sin\alpha .$$

13. Führt man für w_x jetzt eine bestimmte, eben noch für zulässig erachtete Dampfgeschwindigkeit ein, die bei dem Öffnungsvorgang dauernd

---

[1]) Im Anhang 8, Art. 1 und 2 ist abweichend hiervon die augenblickliche Kolbengeschwindigkeit mit $\frac{dx}{dt}$ bezeichnet, die Kurbelzapfengeschwindigkeit mit v.

erhalten bleiben soll, so findet man das Gesetz, nach dem sich f_x zur Erfüllung dieser Forderung ändern muß. Die für zulässig erachtete Geschwindigkeit werde mit w_z bezeichnet, f_x werde durch das Produkt aus der unveränderlichen Kanalöffnung b und der Öffnungsweite o_z ausgedrückt, dann ist

$$o_z = \left(\frac{F\,u}{b\,w_z}\right) \sin\alpha\,.$$

Der Klammerausdruck ist für eine gegebene Maschine eine Konstante. Für $\alpha = 90°$, $\sin\alpha = 1$, d. h. für den Durchgang des Kolbens durch seine Mittellage, wird o_z gleich dem Klammerwert. Dieser besondere Wert von o_z werde mit o_m bezeichnet, d. h. es werde gesetzt

$$o_m \equiv \frac{F}{b}\,\frac{u}{w_z} \tag{7}$$

dann ist

$$o_z = o_m \sin\alpha\,. \tag{8}$$

14. Man erhält danach diejenigen Öffnungsweiten o_z, welche bei den verschiedenen Kurbelwinkeln stets die zulässige Geschwindigkeit w_z ergeben, indem man einen Kreis mit o_m schlägt und von dem Schnittpunkt A des Kurbelarmes mit diesem Kreis die Senkrechten nach der Kolbenweglinie zieht (Fig. 332, in welcher AB gleich o_z ist).

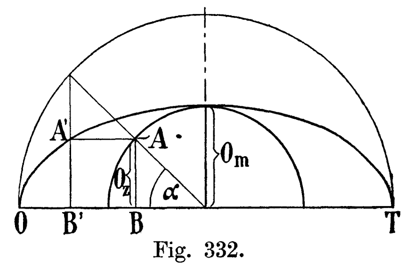


Fig. 332.

Wenn OT der Kolbenhub ist, OB' bei unendlicher Stangenlänge der zu dem Kurbelwinkel α gehörige Kolbenweg, so erhält man die erforderliche Kanalöffnung o_z als Funktion des Kolbenweges, indem man die Höhe AB nach $A'B'$ durch Ziehen der Horizontalen AA' überträgt. Da diese Konstruktion mit der bekanntesten Ellipsenkonstruktion übereinstimmt, so folgt, daß die Kurve der erforderlichen Kanalquerschnitte $o_z = f(x)$ eine Ellipse ist, mit dem Kolbenhub $s = OT$ als große Achse und $2\,o_m$ als kleine Achse. Man kann den Maßstab für s auch so wählen, daß $s \doteq 2 \cdot o_m$ wird, dann geht die Ellipse wieder in einen Kreis über (Fig. 123, S. 138).

15. Wenn der Kanal dauernd auf das Maß o_m geöffnet bliebe, so würden für die Geschwindigkeiten im Steuerquerschnitt die gleichen Gesetze gelten wie für die Kanäle mit unveränderlichem Querschnitt. Es tritt dann in Formel (5) an Stelle von a die Öffnungsweite o_m. Bei unverändertem Querschnitt ist die größte Geschwindigkeit erheblich größer als die der Querschnittsberechnung zugrunde gelegte mittlere Geschwindigkeit. Die Dampfgeschwindigkeiten verhalten sich wie die Kolbengeschwindigkeiten, also verhält sich auch die größte Dampfgeschwindigkeit zur mittleren wie die größte Kolbengeschwindigkeit zur mittleren. Die größte Kolbengeschwindigkeit ist gleich der Kurbelzapfengeschwindigkeit. Es verhalten sich also

$$w_{\max} : w = u : c$$

oder $$w_{\max} : w = \frac{\pi s n}{60} : \frac{2 s n}{60} \quad \text{oder} \quad w_{\max} : w = \frac{\pi}{2} : 1$$

und $$u : c = \frac{\pi}{2} : 1\,,$$

d. h. es ist $$w_{\max} = \frac{\pi}{2}\,w \quad \text{und} \quad u = \frac{\pi}{2}\,c\,. \tag{9}$$

Setzt man nun die zulässige Geschwindigkeit w_z im veränderlichen Querschnitt gleich der bei den üblichen Grundsätzen auftretenden höchsten Geschwindigkeit im unveränderlichen Querschnitt, d. h. setzt

$$w_z = \frac{\pi}{2} w \,, \qquad (10)$$

so geht die Definitionsgleichung (7) für o_m, indem man für u und w_z die Werte von Gleichung (9) und (10) einführt, wobei $\pi/2$ herausfällt, über in

$$o_m = \frac{F}{b} \frac{c}{w} \qquad (11)$$

und es wird

$$o_z = \frac{F}{b} \frac{c}{w} \sin \alpha \,. \qquad (12)$$

Die Gleichung 12 liefert (entsprechend der Entwicklung) die Kurve der erforderlichen Kanalöffnungen für die konstante Geschwindigkeit $w_z = \frac{\pi}{2} w$, nicht für die Geschwindigkeit w, was anzunehmen man durch das Auftreten von w in der einfachen Formel (12) verleitet sein könnte.

16. In der Literatur ist die Beschriftung der erwünschten Kanalöffnungen oft nicht unzweideutig ausgeführt, zuweilen wird der Zahlenwert der Geschwindigkeit w ohne nähere Angabe an die Kurve herangeschrieben, das ist fehlerhaft oder doch irreleitend. Korrekt ist nur die Anschrift von w_z, also wenn $w = 45$ gewählt ist, der Wert $\frac{\pi}{2} \cdot 45 = 70{,}7$. Wenn man diese Schreibweise nicht wählt, möge, um Unklarheiten auszuschließen, an die Horizontale im Abstand o_m außerdem die Geschwindigkeit w angeschrieben werden (Fig. 333), womit angedeutet werden soll, daß dies die mittlere Geschwindigkeit wäre, wenn der Kanal dauernd auf o_m geöffnet bliebe. Durch die Anschrift des Zahlenwertes von $\frac{\pi}{2} w$ an die Kurve wird angedeutet, daß diese Geschwindigkeit dauernd bestehen würde, wenn der Kanal nach dem durch die Kurve bestimmten Gesetz geöffnet würde.

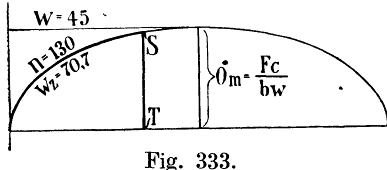


Fig. 333.

Wenn man den Anforderungen, welche durch die Kurve der erwünschten Kanalöffnungen gestellt werden, bei einer Expansionssteuerung entsprechen wollte, so müßte die Abschlußkante des Steuerorgans während der Öffnungszeit dem durch die Kurve dargestellten Gesetz folgen und dann plötzlich nach der Linie ST abfallen. In Fig. 333 ist das hiernach erwünschte Bewegungsgesetz in stärkeren Linien ausgezogen.

Ein solches Bewegungsgesetz läßt sich mit dem einfachen Exzentergetriebe auch nicht annähernd verwirklichen und ist auch mit anderen Getrieben wegen der Unmöglichkeit des plötzlichen Abschlusses nicht ausführbar.

Kurve der erreichten Kanalöffnungen.

17. Die Kurve der erreichten Kanalöffnungen ist bei Schiebersteuerungen mit direktem Exzenterantrieb bei Voraussetzung unendlicher Pleuelstangenlänge und Exzenterstangenlänge eine Ellipse, die **Schieberellipse.**

Bei Berücksichtigung der endlichen Stangenlänge oder bei Auftragung der Schieberöffnungen auf Grund von Ausmessungen an einer fertigen Maschine oder einem Modell erhält man eine ellipsenähnliche, verzerrte Kurve, die man aber gleichfalls als Schieberellipse zu bezeichnen pflegt.

Beim Entwurf kann man die Schieberellipse mit oder ohne Berücksichtigung der endlichen Pleuelstangenlänge auftragen, indem man die Kanalöffnungen dem Reuleaux- oder Zeuner-Diagramm entnimmt und sie als Funktion des Kolbenweges aufträgt. Sie möge nur für den Öffnungsteil des Einlasses, der hier allein interessiert, verzeichnet werden (Fig. 334), beginnend mit dem linearen Voröffnen o_v, ansteigend bis zur größten Öffnung im Punkte Z und endigend in dem Abschlußpunkt A.

Dort, wo die Schieberellipse (oder allgemeiner die Kurve der erreichten Kanalöffnungen) die Kurve der erwünschten Kanalöffnungen schneidet (im Punkte K), wird die durch letztere zugelassene Dampfgeschwindigkeit gerade erreicht.

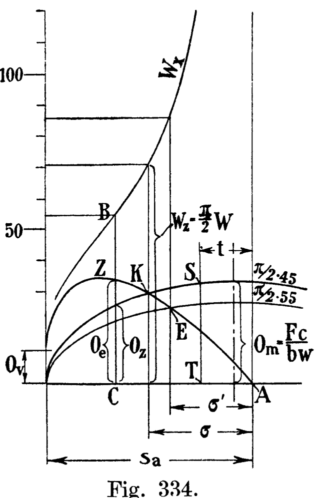


Fig. 334.

An Stelle der Schieberellipse tritt bei Ventilsteuerungen die Ventilerhebungskurve (vgl. Fig. 154, 169, 170). Im Haupttext ist gezeigt und an Beispielen erläutert (Art. 346, 347, 369, 473, 474), wie der Maßstab des zunächst in beliebiger Größe gezeichneten Steuerungsdiagramm so bestimmt werden kann, daß ein festgesetzter, für zulässig erachteter Drosselweg gerade erreicht wird.

18. Man kann die Kurve der auftretenden Dampfgeschwindigkeiten w_x aus jenen beiden Kurven ableiten, indem man w_z mit dem Ordinatenverhältnis $\frac{o_z}{o_e}$ multipliziert und die gefundenen Werte in einem geeigneten Maßstab als Ordinaten zu den betreffenden Kolbenstellungen aufträgt (Kurve w_x Fig. 334). Es hat aber keinen Zweck, die Kurve der auftretenden Dampfgeschwindigkeit allzu weit nach oben fortzusetzen, da die den ganzen Betrachtungen zugrunde liegende Voraussetzung der Volumenbeständigkeit mit zunehmender Drosselung und der aus ihr folgenden Druckveränderung mehr und mehr an Geltung verliert.

Der Kolbenweg, auf welchem die Dampfgeschwindigkeit das gewählte w_z überschreitet, möge Drosselweg genannt und mit σ bezeichnet werden. Man läßt in der Regel einen Drosselweg von 40 bis 50 Prozent des Füllungsweges s_a zu, bei kleinen Füllungen notgedrungen mehr.

Die vorstehende Angabe über den zulässigen Drosselweg setzt als zulässige mittlere Geschwindigkeiten etwa die in der untenstehenden Aufstellung gegebenen Werte voraus. Man kann unter Einführung höherer Werte von w zu den gleichen Dampfgeschwindigkeiten und Querschnitten gelangen, wenn man gleichzeitig die Anforderungen an die Kürze des Drosselweges steigert und nur vielleicht 30 bis 40 Prozent Drosselweg zuläßt.

19. In Fig. 334 ist zur Erläuterung dieser Zusammenhänge unter Beibehaltung der Kurve der erreichten Kanalöffnungen noch eine andere Kurve der erwünschten Kanalöffnungen, nämlich die für $w = 55$ m/sec,

also für $w_z = \frac{\pi}{2} \cdot 55 = 86$ m eingetragen. Mit ihr sinkt der Drosselweg (nur begrifflich) von σ auf σ'.

Im Interesse einer gleichmäßigen Beurteilung der Drosselwirkungen wäre die Einführung einer einheitlichen Dampfgeschwindigkeit für die Kurve der erwünschten Kanalquerschnitte des Einlasses zu begrüßen. Nach Versuchen von Gutermuth tritt ein namhafter Druckverlust erst bei einer Dampfgeschwindigkeit von 70 bis 100 m/sec ein (was einem w von 44,56 bis 63 m/sec entsprechen würde). Der schon bei kleineren Geschwindigkeiten häufig feststellbare starke Druckverlust ist auf Massenwirkungen in der Rohrleitung zurückzuführen (vgl. auch Anhang 14, insbesondere die Fußnote zu Art. 9).

20. In der Literatur findet man vielfach ein Verfahren zur Abschätzung des Spannungsverlustes und des erforderlichen Füllungszuschlages empfohlen, das angesichts des Einflusses der Massenwirkung des Dampfes in der Rohrleitung und bei der Uneinheitlichkeit in der Festsetzung der zulässigen Dampfgeschwindigkeit von zweifelhaftem Wert ist: Man halbiert danach den Drosselweg σ durch den Punkt T und setzt den Füllungszuschlag t gleich TA.

Anhang 20.

Wahl der Vorausströmung.

1. Die Vorausströmung hat bekanntlich einen doppelten Zweck. Einmal, und das ist in der Regel die Hauptsache, soll sie, wenn am Hubende ein Spannungsabfall eintritt, dem Überdruckdampf gestatten, vor und während des Hubwechsels abzufließen und dann soll sie die Öffnung des Steuerorgans für den Kolbenrückgang und die schnellsteigende Kolbengeschwindigkeit zur Abführung des Ausschubdampfes vorbereiten.

Die Dampfmenge, welche vor oder doch bis ganz kurz nach dem Hubwechsel (als „Ausstoßdampf") abzuführen ist, ist im Vergleich zur insgesamt abzuführenden Dampfmenge je nach der Dampfmaschinenart außerordentlich verschieden. Dampfzylinder, welche ihren Dampf an den Kondensator abgeben (Einzylindermaschinen mit Kondensation, Niederdruckzylinder von Verbundmaschinen), müssen meist 80% und mehr der gesamten Dampfmenge als Ausstoßdampf vor und während des Hubwechsels abströmen lassen. Bei Auspuffzylindern sind es meist nur wenig mehr als 50%, bei Hochdruckzylindern von Verbundmaschinen nur wenige Prozent bis herab auf 0%. (Vgl. auch Anhang 22, Art. 10).

2. Man kann sich von diesen Verhältnissen ein rohes Bild machen, wenn die Rechtecksflächen zwischen Volumennullpunkt und den Diagrammpunkten (mit Seitenparallel zu den Koordinatenachsen) als Darstellungsgrößen der sichtbar im Dampfzylinder enthaltenen Dampfgewichte ansieht und das Rechteck für den Beginn der Vorausströmung und das für Erreichung des Ausschubgegendruckes kurz nach dem Hubwechsel bildet. Die Differenz beider stellt dann die Ausstoßdampfmenge dar, während das erste Rechteck die Gesamtdampfmenge zum Ausdruck bringt.

3. Diese außerordentlich großen Verschiedenheiten der Ausstoßdampfmenge bei verschiedenartigen Dampfmaschinen kommen bei den üblichen Regeln für die Vorausströmung nicht gehörig zum Ausdruck. Es wird

meist nur angegeben, daß die Vorausströmung 5 bis 15% des Kolbenweges betragen muß und daß Maschinen mit Kondensation für den Auslaß nach dem Kondensator die größeren Werte verlangen. Auch auf die Geschwindigkeit w, welche der Bemessung der Steuerkanalquerschnitte zugrunde gelegt wurde, wird dabei nicht Bezug genommen.

Genauere theoretische Untersuchungen über die notwendige Vorausströmung liegen in der Literatur zwar vor. Sie eignen sich aber, so beachtenswert sie auch sind[1]), nicht für die regelmäßige praktische Anwendung beim Entwurf.

4. Ich habe daher eine Formel aufgestellt, welche den verschiedenen Bedingungen tunlichst Rechnung trägt und doch für die praktische Anwendung einfach genug ist. Sie liefert das Verhältnis der Sehne S des Vorausströmungsbogens (Fig. 1, S. 2) zum Halbmesser des Diagramms r und lautet:

$$\frac{S}{r} \geqq k \sqrt{\frac{F}{f} c} \sqrt{p_2 + 5}\,. \tag{1}$$

Hierin bedeutet F die Kolbenfläche, f den Kanalquerschnitt, beide in gleichen Maßeinheiten (cm²), c die mittlere Kolbengeschwindigkeit in Metern, p_2 den Enddruck der bis zum Totpunkt verlängert gedachten Expansionslinie bei der größten Leistung der Maschine, k ein Koeffizient, der zu setzen ist

	für Kondensation	für Auspuff
für Heißdampf	$k \geqq 0{,}045$	$k \geqq 0{,}035$
für Sattdampf	$k \geqq 0{,}050$	$k \geqq 0{,}040$.

Wenn f mit der Kontinuitätsgleichung $fw = Fc$ berechnet ist, worin w die sog. mittlere zugelassene Dampfgeschwindigkeit (nach Anhang 19) bedeutet, kann mit Rücksicht auf Gleichung (3) in Anhang 19, sofern f ohne starke Abrundung der Ausführung zugrunde gelegt ist, der Ausdruck unter dem ersten Wurzelzeichen durch w ersetzt werden. Damit lautet die obige Gleichung

$$\frac{S}{r} \geqq k \sqrt{w\,(p_2 + 5)}\,. \tag{2}$$

Die Bezeichnung Heißdampf, Sattdampf in der obigen Aufstellung der Werte von k bezieht sich auf den Eintrittszustand bei Einzylindermaschinen. Die größeren Werte für gesättigt eintretenden Dampf sind begründet durch das stärkere Nachdampfen gerade während der Ausstoßperiode. Bei ausgiebiger Heizung ist das Nachdampfen geringer (nicht, wie vielfach angenommen wird, größer). Man darf daher bei Sattdampf mit ausgiebiger Heizung etwas unter 0,050 herabgehen (vgl. Anhang 19, Art. 3).

Niederdruckzylinder von Verbundmaschinen erhalten aus dem Receiver Sattdampf oder doch nur schwach überhitzten Dampf, auch wenn der Dampf mit ziemlich bedeutender Überhitzung in die Maschine eintritt. Man sollte daher und weil Verbundmaschinen etwas geringeren Gegendruck im Niederdruckzylinder verlangen, nur bei ausgiebiger Heizung unter 0,050 herabgehen.

Für Niederdruckzylinder von Schiffsmaschinen, welche selten geheizt werden, gehe man, da auch die Querschnitte der Abströmrohre nicht ganz der oben vorausgesetzten Bedingung zu entsprechen pflegen, auf 0,052.

[1]) Zu nennen ist hier besonders ein Aufsatz von Schüle in Dinglers Polytechn Journ. 1905, S. 1, 17, 145, 163, 177, 196 und Zeitschr. d. V. d. I. 1906, S. 1900 u. S. 1934. Ferner eine Doktordissertation von Steuer: Untersuchung von Dampfdiagrammen, Leipzig 1911.

Bei Abströmung des Dampfes aus Hochdruck- und Mitteldruckzylindern nach dem Receiver ist das Verhältnis der Ausstoßdampfmenge zur ganzen abzuführenden Dampfmenge in hohem Grade von dem Spannungsabfall $p_2 - p_3$ abhängig (Fig. 335). Man setze

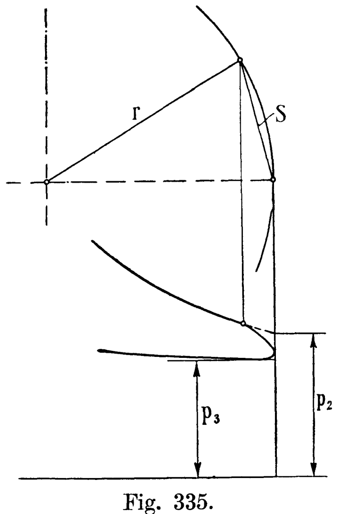


Fig. 335.

$$\frac{S}{r} \geq k' \sqrt{\frac{p_2 - p_3}{p_3}} w \qquad (3)$$

mit $k' = 0{,}14$ bis $0{,}15$.

Bei sehr kleinem Spannungsabfall ist für die Wahl der Vorausströmung nicht mehr die Ausstoßdampfmenge maßgebend, sondern die Rücksicht auf die Einleitung der Eröffnung des Auslasses für den nachfolgenden Ausschub. S/r werde daher mindestens $= 0{,}30$ gemacht, wenn die vorstehende Formel bei kleinem Abfall einen kleineren Wert ergeben sollte.

Bei Kulissensteuerungen ist zu beachten, daß die Vorausströmung aus geometrischen Gründen um so kleiner wird, je größere Füllung gegeben wird, also umgekehrt, wie es mit Rücksicht auf die größere abzuführende Dampfmenge erwünscht ist. Es ist daher die größte Füllung, welche bei voller Tourenzahl vorkommt, der Rechnung zugrunde zu legen und dann (z. B. bei Lokomotiven) die Zulänglichkeit der damit gefundenen Vorausströmung bei noch größeren Füllungen nachzuprüfen mit derjenigen Tourenzahl (und dem aus derselben gefundenen w), welche bei der gegebenen Leistungsfähigkeit des Kessels möglich ist (vgl. das auf S. 540 genannte Werk des Verfassers).

Anhang 21.

Entwicklung der Diagramme der Schiebersteuerungen.

1. Im nachstehenden sollen die wichtigsten Steuerungsdiagramme, von allgemeinen Voraussetzungen ausgehend, behandelt werden, die nur durch die Annahme eingeschränkt werden sollen, daß die Schubrichtung des Hauptkurbelgetriebes und des Steuerungskurbelgetriebes gerade und nach dem Mittelpunkt der Steuerwelle gerichtet sei. Es soll also bei der Entwicklung sowohl endliche Pleuelstangenlänge wie endliche Exzenterstangenlänge vorausgesetzt werden, auch angenommen werden, daß die Schubrichtung des Steuerungsgetriebes gegen die des Hauptgetriebes geneigt ist. Die vereinfachenden Voraussetzungen, zunächst der unendlichen Exzenterstangenlänge, der zusammenfallenden Schubrichtungen und dann weiter der unendlichen Pleuelstangenlänge, sollen erst nachträglich eingeführt werden, so daß die Beweise für jedes gewünschte Maß der Genauigkeit oder der Vernachlässigungen Gültigkeit behalten.

Im Anhang 24 ist dann auch die Einschränkung verlassen, daß die Schwingbahn des Steuerungsgetriebes gerade und zentral gerichtet sei; ferner ist dort der Begriff des Voreilwinkels für diesen allgemeinen Fall erweitert.

2. Das normale Exzentergetriebe ist nichts anderes als ein einfaches Schubkurbelgetriebe. Die Aufgabe, zu gegebenen Kolbenstellungen die zugehörigen Schieberstellungen zu finden, läuft also bei dem festen Zusammenhang der Hauptkurbel mit dem Exzenter durch die Hauptwelle oder das Zahnradgetriebe der Steuerwelle darauf hinaus, die paarweise zusammengehörigen Kreuzkopfstellungen zweier an einer Kurbelwelle arbeitenden Kurbelgetriebe zu bestimmen.

Das Schieberstangengelenk hat dabei die Bedeutung eines Kreuzkopfes, das Exzenter ist als ein Kurbelzapfen von besonders großem Durchmesser anzusehen. Die Größe des Zapfendurchmessers ändert an den Bewegungsverhältnissen nichts.

Zusammengehörige Kurbelstellungen und Kreuzkopfstellungen.

3. Um in Fig. 336 die zu der Kurbelstellung MC'' gehörige Kreuzkopfstellung C' zu finden, schlägt man um C'' einen Kreis mit der Pleuelstangenlänge L. Der Schnittpunkt C' dieses Kreises mit der Bahn $D'K'$ des Kreuzkopfes liefert die gesuchte Kreuzkopfstellung. Umgekehrt findet man die zu der Kreuzkopfstellung C' gehörige Kurbelstellung MC'' durch Schlagen eines Kreises mit L um C'. Das Verfahren ist bei gerader zentraler Schubrichtung offenbar nichts anderes als eine einfache Dreieckskonstruktion, im ersten Falle aus zwei Seiten (R und L) und einem Winkel (α), im zweiten Falle aus drei Seiten (R, L und $\overline{MC'}$).

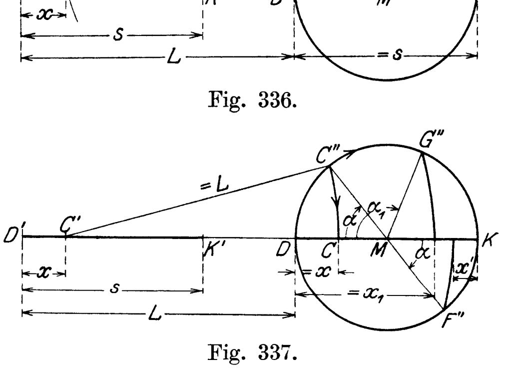


Fig. 336.

Fig. 337.

Das Verfahren ist aber auch anwendbar, wenn die Bahnen, auf denen sich der Kreuzkopfzapfen und der Kurbelzapfen bewegen, beliebig geformte Linien sind, die durch ihre Darstellung in ihrer gegenseitigen Lage gegeben sind, wenn also nicht eine Dreiecksaufgabe vorliegt.

4. So einfach und natürlich das vorstehend erläuterte Verfahren auch ist, so wenig ist es für eine übersichtliche Darstellung geeignet, wenn mehrere zusammengehörige Stellungen betrachtet werden sollen; man kann die paarweise Zusammengehörigkeit verschiedener Stellungen dann nur durch gleichartige Bezifferung feststellen, wobei die Feststellung der Zusammengehörigkeit noch besonders unbequem wird, wenn bei großer Stangenlänge (insbesondere beim Exzentergetriebe) die Schwingbahn weitab vom Kurbelkreis (Exzenterkreis) liegt.

Deshalb denkt man sich die Schwingbahn (Kreuzkopfbahn) in den Kurbelkreis verlegt, indem man sie um die Stangenlänge L mit allen ihren Punkten verschiebt. Der Punkt D' kommt dabei nach D, der Punkt K' nach K; aber auch die den einzelnen Kurbelstellungen zugehörigen Punkte der Kreuzkopfbahn verschieben sich um L; der Punkt C' kommt nach C; $\overline{C'C}$ ist gleich L (Fig. 337).

Daraus folgt, daß die Punkte C'' und C auf einem Kreisbogen mit L um C' liegen. Diesen Kreisbogen schlage man auch, anstatt $C'C$ von C' aus auf der Richtung $D'M$ abzutragen, um damit gleichzeitig die Zusammengehörigkeit von C'' und C zu kennzeichnen. Das Verfahren werde **Verfahren mit Bogenprojektion** genannt.

Der mit dem Kreuzkopf starr verbundene Dampfkolben macht die gleiche Bewegung wie der Kreuzkopf; man nennt die in den Kurbelkreis verlegte Kreuzkopfbahn DK daher **Kolbenweglinie.**

5. In der Figur sind noch für zwei weitere Kurbelstellungen, MG'' und MF'' die zugehörigen Kreuzkopfstellungen ermittelt. Der Stellung MG'' gehört der Kreuzkopfweg x_1, von D aus gemessen, zu. Für die Kurbelstellung MF'', welche der Kurbelstellung MC'' diametral gegenüberliegend angenommen ist, ist der Kreuzkopfweg x', von K aus gemessen, eingetragen; man erkennt, daß er für den gleichen Winkel α wesentlich kleiner ist als der Kreuzkopfweg x. Das ist bedeutsam für die Feststellung der Dampfverteilung in doppelt wirkenden Maschinen und für den sog. Stangenlängenausgleich; vgl. Anhang 22 und diesen Anhang Art. 30.

6. Das Verfahren ist umständlicher als das in Art. 3 angegebene, besonders dann, wenn zu einer Kurbelstellung der Kolbenweg gesucht werden soll, indem für den Projektionsbogen zunächst der Mittelpunkt auf verlängerter Kolbenweglinie aufzusuchen ist, und hierfür zunächst die Anwendung des Verfahrens Art. 3 erforderlich ist. Um diese Aufsuchung zu umgehen, kann man zum Schlagen der Projektionsbogen Kreisschablonen verwenden. Die Kreisschablone muß mit einem nach dem Mittelpunkt des Kreises gerichteten Riß versehen sein und eine diesem Riß parallele Seite haben, mit welcher sie an einem Schiebelineal verschoben wird, während der Riß mit der Kolbenweglinie zur Deckung gebracht wird. Die Anwendbarkeit solcher Schablonen ist natürlich auf normale Verhältnisse (wie $R/L = 1/5$ bei $2R = 100$ mm) beschränkt, weil sonst die Zahl der bereit zu haltenden Schablonen zu groß wird. Wenn man sich nicht an eine bestimmte Größe des Kurbelkreises oder an einen bestimmten Maßstab bindet, kann man durch geeignete Maßstabswahl mit einer einzigen Schablone für alle Verhältnisse R/L auskommen.

7. Das jedesmalige Schlagen des Projektionsbogens, das besonders dann unbequem wird, wenn die Stangenlänge verhältnismäßig groß ist, wird bei dem nachstehend erläuterten Verfahren unnötig. Es wird bei ihm **nur ein Bogen** erforderlich, **den man durch denjenigen Punkt der Kolbenweglinie legt, der als Ausgangspunkt der Messung gewählt wird.**

Für die Beweisführung werde zunächst als Ausgangspunkt der Messung die dem Kreuzkopf zugekehrte Kurbeltotlage gewählt. Man denke sich (Fig. 338) das Getriebe in die Strecklage MDD' gebracht; alsdann denke man sich die Pleuelstange von dem Kurbelzapfen in D losgenommen und um den Punkt D' geschwenkt, bis ihr Endpunkt in die durch C'' zur Schubrichtung gezogene Parallele in F einschneidet. Dabei ist DMC'' ein beliebiger Kurbelwinkel, für den der zugehörige Kolbenweg bestimmt werden soll. Alsdann denke man sich die geschwenkte Pleuelstange parallel mit sich selbst verschoben von $D'F$ nach $C'C''$. In dem Parallelogramm $D'FC''C'$ ist $FC'' = D'C' = x$.

8. An Stelle der Führung auf dem wahren Kurbelzapfenweg DC'' ist das Pleuelstangenende auf dem Umweg DFC'' geführt, welcher in der Figur durch starke Linien hervorgehoben ist.

Dieser Umweg setzt sich zusammen aus dem Teil DF, welcher überhaupt keine Bewegung des kreuzkopfseitigen Endes der Pleuelstange hervorruft und dem Teil FC'', welcher gleich dem Kreuzkopfweg ist[1]).

Wenn man den Kreis DF nach beiden Richtungen hinreichend weit (bis T und S) durchschlägt, kann er für sämtliche Kurbelstellungen zur Bestimmung der zugehörigen Kolbenwege benutzt werden, indem für D als Ausgangspunkt der Messung der vorstehende Gedankengang für jede Kurbelstellung verfolgt werden kann.

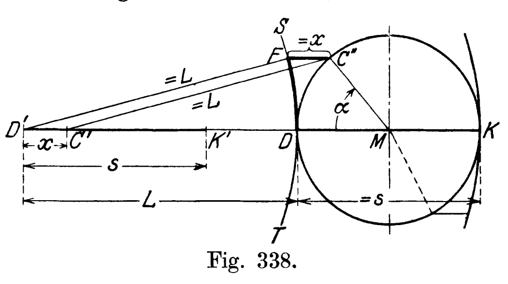


Fig. 338.

Der Bogen ST werde Distanzbogen für den Punkt D als Ausgangspunkt der Messung genannt und das Verfahren als **Verfahren mit Distanzbogen** bezeichnet. Man findet mit ihm den Kolbenweg, gemessen vom Ausgangspunkt, indem man von den fraglichen Kurbelkreispunkt nach dem Distanzbogen parallel zur Kreuzkopfbahn herübermißt. In Fig. 339 entsprechen die Wege $1\,1'$, $2\,2'$, $3\,3'$, $4\,4'$ den Kurbelstellungen $M1$, $M2$, $M3$, $M4$.

9. Bei doppelt wirkenden Maschinen sind für die Bestimmung der Dampfräume auf der Kurbelseite die von der äußeren Totlage K aus gemessenen Kolbenwege von Bedeutung; man kann sie finden, indem man von dem Kolbenhub s die bis zu dem durch D gelegten Distanzbogen gemessenen Kolbenwege subtrahiert. Wenn man so auch mit dem gleichen Distanzbogen für beide Kolbenseiten auskommt, so ist es doch für die Messung der Dampfräume bequemer, einen zweiten Distanzbogen durch K hindurchzulegen. Die Fig. 340 zeigt u. a., wie entsprechend Art. 5 die ungleichen Kolbenwege auf beiden Seiten für gleiche Winkel α, von der bezüglichen Totlagen aus gemessen, gefunden werden ($DM1 = KM5$).

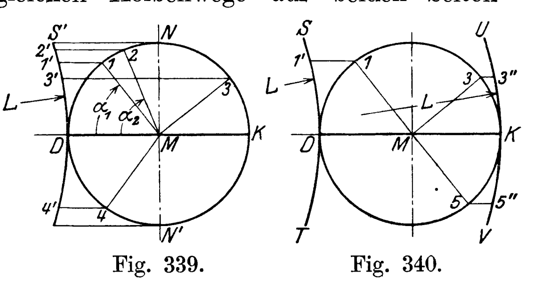


Fig. 339. Fig. 340.

Die durch die Endpunkte der Kolbenweglinie gelegten Bögen mögen **Enddistanzbögen** genannt werden; sie werden in der Literatur fast ausschließlich benutzt.

10. Die Anwendung der Enddistanzbögen hat auch beim Hauptkurbelgetriebe nur dann Berechtigung, wenn es sich um die Feststellung der vom Kolben beschriebenen Räume handelt, weil für diesen Fall die Endpunkte der Kolbenweglinie geeignete Ausgangspunkte der Messung sind; wenn das aber nicht der Zweck der Feststellung der

---

[1]) Das hier benutzte Beweisverfahren, das als Verfahren durch Umweg mit Schwenken und Parallelführen bezeichnet werden mag, erweist sich auch bei weniger einfachen Getrieben zur Auffindung von Verfahren zur Ermittlung zusammengehöriger Punktlagen oft als fruchtbar. Im Anhang 24 Art. 8 bis 13 ist es für den Fall benutzt, daß die Schwingbahn eine Kurve oder eine nicht durch die Wellenmitte gehende Gerade ist.

Kolbenstellungen ist, haben auch die Enddistanzbögen vor anderen Lagen des Bogens keine bevorzugte Bedeutung. Für die Bestimmung der Drehkräfte erwies sich z. B. S. 61, Fig. 67, die Legung des Distanzbogens durch die Mitte der Kolbenweglinie als geeigneter. Allgemein kann gesagt werden, man legt den Distanzbogen zweckmäßig durch denjenigen Punkt der Kolbenweglinie oder Schieberweglinie, der als Ausgangspunkt der Messung von Interesse ist.

Beim Steuerungskurbelgetriebe, für das sich das Distanzbogenverfahren als besonders geeignet erweisen wird, bietet der weiter unten erläuterte Deckungspunkt als Ausgangspunkt der Messung besonderes Interesse. Durch ihn wird man daher auch den Distanzbogen legen.

11. Das Distanzbogenverfahren ist nur für die Aufgabe geeignet, zu einer gegebenen Kurbelstellung (Exzenterstellung) den zugehörigen Kolbenweg (Schieberweg) zu ermitteln, nicht aber für die umgekehrte Aufgabe. Da die letztere Aufgabe bei dem Hauptkurbelgetriebe häufig vorkommt (z. B. bei der Feststellung des Kurbelwinkels, bei welchem die Expansion oder Kompression beginnt, wenn die bezüglichen Kolbenwegräume oder Kolbenwege gegeben sind), kann das Distanzbogenverfahren das Projektionsbogenverfahren nicht in allen Fällen ersetzen.

12. Wenn man bei der Aufgabe der Aufsuchung von Kurbelwinkeln zu gegebenen Kolbenwegen den mehrfachen Bogenschlag vermeiden will, kann man statt des Projektionsbogenverfahrens das Näherungsverfahren mit exzentrischem Pol (vgl. Anhang 8, Art. 10) verwenden; es ist, wie das Projektionsbogenverfahren, für beide Aufgaben gleich gut geeignet.

Zusammengehörige Exzenterstellungen und Schieberstellungen.

13. Wenn vorwiegend oder ausschließlich die Aufgabe vorkommt, zu gegebenen Winkeln gehörige Kreuzkopf- oder Schieberstellungen zu finden, wird man dem Distanzbogenverfahren vor den anderen Verfahren den Vorzug geben, nicht nur wegen seiner größeren Einfachheit, sondern auch wegen der unmittelbareren Erkennbarkeit der Zusammengehörigkeit von Kurbelstellung (Exzenterstellung) und Kreuzkopfstellung (Schieberstellung).

Die Aufgabe liegt fast stets vor beim Steuerungskurbelgetriebe (Exzentergetriebe), und so wird das Distanzbogenverfahren, ohne daß der vorstehend erläuterte Grund bisher dafür angeführt ist, stets für das Exzentergetriebe angewandt, während für das Hauptgetriebe, weil bei ihm die Aufsuchung von Kurbelstellungen zu gegebenen Kolben- oder Kreuzkopfstellungen überwiegt, das Projektionsbogenverfahren vorzugsweise angewandt wird.

14. Beim Exzentergetriebe, das, wie schon im Art. 2 bemerkt wurde, nichts anderes als ein Schubkurbelgetriebe mit eigenartigen Maßverhältnissen ist, werde die Pleuelstange mit Exzenterstange bezeichnet; ferner werde die Mitte der Exzenterscheibe (entsprechend der Mitte des Kurbelzapfens) mit Exzentermittel, die Kurbelarmlänge mit Exzentrizität, der Kreuzkopf mit Schieberstangengelenk, der vom Exzentermittel um die Wellenmitte beschriebene Kreis (dem Kurbelkreis des Hauptgetriebes entsprechend) mit Exzenterkreis, die nach dem Exzenterkreis verlegte Schwingbahn mit **Schieberweglinie** (der Kolbenweglinie des Hauptgetriebes entsprechend) bezeichnet. Die Enden der Schieberweglinie mögen mit A und B (statt D und K beim Hauptkurbelgetriebe) bezeichnet werden.

15. Als geeigneter Ausgangspunkt der Messung kann entweder die Mitte der Schwingungsweite $A'B'$ (Fig. 341) angesehen werden, oder noch besser derjenige Punkt der Schwingbahn, in welchem die zusammenarbeitenden Kanten vom Schieber und Schieberspiegel gerade zusammenfallen, sich decken (Art. 17 und Fig. 341 links unten). Der bezügliche Punkt der Bahn des Schieberstangengelenkes (Steuerungskreuzkopfes) ist T'. Er werde **Deckungspunkt** genannt.

Der Deckungspunkt T auf der Schieberweglinie AB hat von dem Deckungspunkt auf der Schwingbahn des Schieberstangengelenkes, wie alle zusammengehörigen Punkte der beiden Schwingbahnen, den Abstand l (vgl. Art. 4). Durch den Deckungspunkt T auf der Schieberweglinie werde der Distanzbogen gelegt, er werde **Deckungslinie** genannt[1]).

Die Wahl des Deckungspunktes als Ausgangspunkt der Messung hat den Vorzug, daß die gemessenen Schieberwege zugleich die Schieberöffnungen sind (vgl. auch Anhang 24, Art. 4 bis 7).

16. Der Abstand des Deckungspunktes von der Schwingungsmittellage wird **Überdeckung** genannt und mit e oder i bezeichnet, jenachdem die fragliche Schieberkante den Einlaß (Einlaßüberdeckung, äußere Überdeckung) oder den Auslaß (Auslaßüberdeckung, innere Überdeckung) steuert. Wenn an einem Schieber mehr als eine abschneidende Kante vorhanden sind, die zu verschiedenen Zeiten abschließen, sind ebensoviel Deckungspunkte vorhanden und ebensoviel Deckungslinien zu zeichnen, als abschneidende Kanten vorhanden sind.

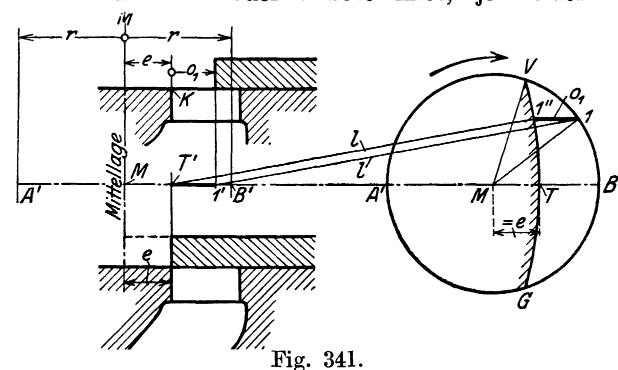


Fig. 341.

17. Obwohl mit den bisherigen Erläuterungen des Distanzbogenverfahrens die auf das Exzentergetriebe mit gerader zentraler Schubrichtung bezüglichen Aufgaben ohne Schwierigkeiten gelöst werden können, möge das Verfahren für den Fall des durch den Deckungspunkt gelegten Distanzbogens noch besonders erläutert werden.

In Fig. 341 ist die Exzenterstange, sowohl zur besseren Verdeutlichung der Vorgänge wie zur Kürzung der Figur, übertrieben kurz angenommen. Der durch T gehende Distanzbogen VTG mit der Exzenterstangenlänge als Radius ist die Deckungslinie. Faßt man ihn vorübergehend als Projektionsbogen im Sinne von Art. 4 u. 5 auf, so folgt, daß MV und MG diejenigen Exzenterstellungen sind, welche der Deckungslage des

[1]) Im Anhang 24 ist für den allgemeinen Fall, daß der Exzenterstangenendpunkt nicht gerade und zentral, sondern auf einer beliebigen Bahn geführt ist, noch der Begriff der Deckungszentrale eingeführt und als die Verbindungslinie des Deckungspunktes auf der wahren Schwingbahn mit dem Mittelpunkt der Exzenterwelle definiert. Die Linie $T'M$ würde also im vorliegenden Falle die Deckungszentrale sein. Sie fällt der Richtung nach für gerade zentrale Führungsbahn mit der Schieberweglinie zusammen; doch sei dies nur für spätere Vergleichszwecke erwähnt; die Einführung des Begriffs der Deckungszentrale ist hier noch ohne Bedeutung. Vgl. auch Anhang 22, Art. 31 und 32 für ganz kurze Exzenterstange.

Schiebers zugehören, in welchen also die Schieberöffnung beginnt bzw. beendet ist.

Die abschneidende Schieberkante liegt weitab links vom Schieberstangengelenk. Der Schieber werde, zum Zwecke der gekürzten Darstellung, um den Betrag der Entfernung der Schieberkante vom Schieberstangengelenk nach rechts verlegt gedacht und senkrecht unter oder über das Schieberstangengelenk gezeichnet. Aus der Definition des Deckungspunktes folgt dann, daß bei dieser Darstellung für die Deckungslage des Getriebes das Schieberstangengelenk über oder unter der abschneidenden unbeweglichen Kante des Schieberspiegels liegt.

18. Wenn jetzt das Exzentermittel auf dem Exzenterkreis von V nach 1 gelangt, öffnet sich der Schieber um den Betrag $T'1'$. Um diese Größe in anschaulicher Weise im Steuerungsdiagramm zu erhalten, denke man sich die Exzenterstange vom Exzenter im Punkte 1 losgenommen und das Ende von 1 bis zur Deckunglinie nach $1''$ parallel der Führungsbahn des Schieberstangengelenk bewegt, so daß das Schieberstangengelenk von $1'$ aus als Seite eines Parallelogramms einen Weg gleich $1\,1''$ beschreibt.

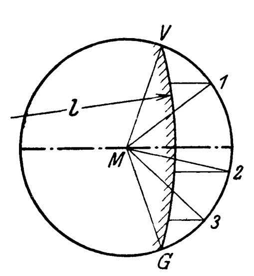


Fig. 342.

Daß es hierbei gerade bis T' gelangt, erkennt man, wenn man sich die Exzenterstange aus der Lage $T'1''$ bis zur Schubrichtung $T'M$ niedergelegt denkt, ohne das linksseitige Ende zu verschieben. Es gelangt dabei das rechtsseitige Ende der Exzenterstange nach T, d. h. demjenigen Punkt, der dem Punkte T' zugehört. $1\,1''$ ist also gleich der Schieberöffnung $1'\,T'$.

Hiermit erhält der in Art. 8 gefundene Satz für das Exzentergetriebe mit dem Deckungspunkt als Ausgangspunkt der Messung folgende Fassung: Man findet die zu den einzelnen Exzenterstellungen gehörigen Schieberöffnungen, indem man von den bezüglichen Punkten des Exzenterkreises nach der Deckungslinie parallel zur Steuerungsschubrichtung hinübermißt[1]).

Die Anwendung dieses Satzes auf die Exzenterstellungen $M\,2$, $M\,3$ usw. ergibt die zugehörigen Schieberöffnungen o_2, o_3 (Fig. 342).

Der Satz gilt natürlich auch, wenn die Steuerungsschubrichtung gegen die Horizontale geneigt ist, also hat in Fig. 334, S. 512 die Messung von o_1, o_2 usw. parallel zu ME zu erfolgen.

19. Die Deckungslinie teilt die Fläche des Exzenterkreises in zwei, meist ungleich große Teile. Die Fläche VBG, welche auf der Seite der Öffnung liegt, werde **Öffnungsfeld**, die auf der anderen Seite liegende Fläche GAV werde **Deckungsfeld** genannt.

Die Deckungslinie wird zweckmäßig auf der den Öffnungen abgewandten Seite, also auf der Seite des Deckungsfeldes, mit einer Ränderung, welche das Stoffliche andeuten soll, versehen, entweder in Form einer Tuschlinie oder bei reinen Strichzeichnungen mit einer Randschraffierung. Im vorliegenden Werk ist häufig statt der Randschraffierung eine einfache gestrichelte Linie neben die Deckungslinie gelegt (vgl. z. B. Anhang 24).

---

[1]) Dieser Satz ist im Anhang 24, Art. 8 bis 10 mit dem gleichen Beweisverfahren für den Fall erweitert, daß die Schwingbahn eine beliebig geformte Kurve ist (vgl. auch Anhang 22, Art. 44 und 45).

Zuweilen wird die Öffnungsseite auch dadurch angedeutet, daß das ganze Öffnungsfeld mit einem leichten Farbton überlegt oder schraffiert wird. Die Schraffierung sollte in diesem Falle stets in der Meßrichtung stattfinden (vgl. z. B. Anhang 22, Art. 44 ff). Wenn diese Form der Kennzeichnung angewandt wird, bleibt natürlich die Ränderung der Deckungslinie fort. Zuweilen wird statt der Füllung des ganzen Öffnungsfeldes nur eine Füllung der Ecken des Feldes gewählt. Bei negativen Überdeckungen ist dies das übliche Verfahren.

20. Bei positiven Überdeckungen liegt der Mittelpunkt des Exzenterkreises im Deckungsfeld, bei negativen im Öffnungsfeld. Das in Art. 17 und 18 begründete Verfahren gilt auch bei negativer Überdeckung, wie sie bei Expansionsschiebern von Doppelschiebersteuerungen häufig vorkommt, aber auch beim Auslaß von Muschelschiebersteuerungen (Lokomotiven) zur Verminderung der Kompressionswege zuweilen notwendig wird Daß in Fig. 343 o_2 die Öffnung für die Exzenterstellung $VM2$ ist, ist nach der Entwicklung ohne weiteres klar; aber auch, wenn bei Überschreitung der Mitte die Öffnungsmeßlängen außerhalb des Kreises fallen, wie bei der Exzenterstellung $M1$ und $M4$, behält des Verfahren seine Gültigkeit, was ebenfalls aus der Entwicklung ohne weiteres folgt. Es ist aber eine alte Unterrichtserfahrung, daß dem Anfänger dieser letztere Fall in der Vorstellung erhebliche Schwierigkeiten macht. Zum Teil mag das daran liegen, daß sich die Meßlängen vor und hinter den Mittelstellungen überdecken. Die Meß längen zwischen der Stellung $M3$ und $M4$ überdecken z. B. diejenigen zwischen $M4$ und MG.

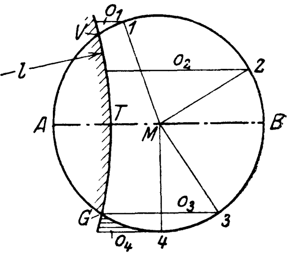


Fig. 343.

Zusammengehörige Kolbenstellungen und Schieberöffnungen.

21. Im vorstehenden ist gezeigt, wie einerseits die zueinander gehörigen Kurbelstellungen und Kolbenstellungen, andererseits die zu gegebenen Exzenterstellungen gehörigen Schieberöffnungen gefunden werden. Da die Kurbel und das Exzenter einen festen Winkel miteinander bilden[1]), kann man durch Abtragung dieses Winkels von der jeweiligen Kurbelstellung aus die zugehörige Exzenterstellung finden, und von ihr aus nach dem in den Art. 13 bis 20 entwickelten Verfahren die zugehörigen Schieberöffnungen.

Damit ist der Zusammenhang zwischen Kurbelstellung und Schieberöffnung hergestellt, und weiter auch durch das Verfahren der Aufsuchung zusammengehöriger Kurbel- und Kolbenstellungen der Zusammenhang zwischen Kolbenstellung und Schieberöffnungen.

Durch Vereinigung der Diagramme des Hauptkurbelgetriebes mit dem des Steuerungskurbelgetriebes zu einem einzigen Diagramm gelangt man zu den eigentlichen **Steuerungsdiagrammen.** Es steht nichts im Wege, bei dieser Vereinigung für die Teildiagramme verschiedene Verfahren anzu-

---

[1]) Bei Stellexzentersteuerungen für veränderliche Fullung ist zwar der Winkel zwischen Kurbel und Exzenter veränderlich, für eine bestimmte Einstellung des Exzenters durch den Regler ist er aber beim Umlauf der Kurbel ebenfalls ein fester Winkel. Die verschiedenen Einstellungen werden in den Steuerungsdiagrammen je besonders wie Steuerungen mit festem Exzenter behandelt (Art. 55—58).

wenden, je nach der Eignung des Verfahrens für das Hauptkurbelgetriebe und das Exzentergetriebe; und so wird im nachfolgenden für letzteres entsprechend den Erörterungen in Art. 13 stets das Distanzbogenverfahren benutzt werden mit dem Deckungspunkt als Ausgangspunkt der Messung, für ersteres vorwiegend das Verfahren mit Bogenprojektion, in einzelnen Fällen auch das mit Enddistanzbogen.

22. In Fig. 344 ist $DM(K)$ die Schubrichtung des Hauptkurbelgetriebes (Kolbenweglinie), EMB die Schubrichtung des Steuerungskurbelgetriebes, die der Allgemeinheit wegen (Art. 1) gegen die des Hauptkurbelgetriebes um den Winkel β geneigt angenommen ist. Der Winkel β werde positiv gezählt, wenn die Schubrichtung des Steuerungskurbelgetriebes zu der des Hauptgetriebes im Sinne der Drehung der Maschine liegt.

Der feste Winkel zwischen Hauptkurbel und Exzenterarm (Art. 21) werde mit μ bezeichnet und Versatzwinkel genannt. $M1$ ist eine beliebige Kurbelstellung, $M1'$ die zugehörige Exzenterstellung. Der zur Kurbelstellung $M1$ gehörige Kolbenweg ist mittels der Bogenprojektion bestimmt

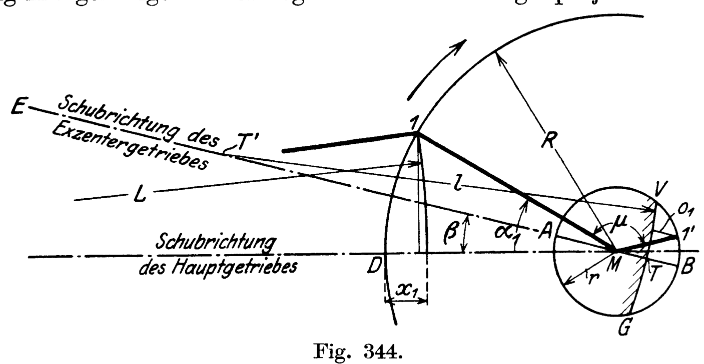


Fig. 344.

und ist gleich x_1, die zur Exzenterstellung $M1'$ gehörige Schieberöffnung ist gleich o_1 und durch Herübermessen von $1'$ parallel zur Schieberschubrichtung ME nach dem durch den Deckungspunkt T gelegten Distanzbogen gefunden. o_1 ist hiernach die zum Kolbenweg x_1 gehörige Schieberöffnung.

23. Da die Schieberöffnungen im Vergleich zum Kolbenweg klein sind und eine genaue Darstellung der Schieberöffnungen wichtig ist, empfiehlt es sich, dieselben in größerem Maßstabe darzustellen als die Kolbenwege, was am einfachsten dadurch geschieht, daß man sich das Exzentergetriebe als Ganzes geometrisch ähnlich vergrößert denkt. In Fig. 345 ist die erwähnte Vergrößerung vorgenommen, dabei sind für einige weitere Kurbelstellungen die Schieberöffnungen ermittelt. Die betrachteten Kurbel- und zugehörigen Exzenterstellungen sind mit 1, 2, 3 bzw. 1', 2', 3' bezeichnet. Die diesen Stellungen zugehörigen Richtungen sind dünn ausgezogen, während jetzt die Kurbel und Exzenterstellung bei der linksseitigen Totlage des Hauptgetriebes stark hervorgehoben ist; diese Stellung möge als **Grundstellung** bezeichnet werden.

Der Betrag v, um welchen der Schieber bei der Kurbeltotlage geöffnet hat, nennt man das lineare Voröffnen, zuweilen auch (nach Zeuner), aber weniger gut, das lineare Voreilen.

24. Der Winkel β ist von rein äußeren Umständen abhängig, die mit der allgemeinen Disposition der Maschine zusammenhängen. Wenn die

Lage des Schiebergehäuses oder eines zwischen das Steuerorgan und das Exzenterstangenende eingeschalteten Zwischengetriebes eine andere ist, wird auch der Winkel β ein anderer sein. Von diesen Einflüssen müssen die Grundgrößen, welche die Steuerwirkung bestimmen, frei sein. Deshalb bezieht man sich zweckmäßig nicht auf den Versatzwinkel μ sondern auf den Winkel $AMS = \mu - \beta$ oder auf den Winkel $AMS - 90° = nMS$. Den Winkel $AMS - 90°$ bezeichnet man mit δ und nennt ihn den **Voreilwinkel.**

Der Voreilwinkel ist also derjenige Winkel, welchen das Exzenter mit der Senkrechten zur Schieberschubrichtung im Sinne der Drehung bildet, während sich die Kurbel in der Totlage befindet (vgl. Art. 356 u. 357, des Haupttextes, wo die Schieberschubrichtung mittlere Exzenterstangenrichtung genannt ist).

25. Wenn β gleich 0 ist, braucht man bei der Definition von δ auf eine bestimmte Kurbelstellung nicht Bezug zu nehmen: Der Voreilwinkel ist dann derjenige Winkel, welchen das Exzenter mit der Kurbelsenkrechten bei irgendeiner Kurbelstellung bildet.

Die Feststellung des Winkels μ erfolgt bei geneigtem Steuerungsantrieb (β ungleich 0) wenn der Voreilwinkel δ gegeben oder in Entwurf ermittelt ist, am besten nach dem in Art. 355 angegebenen Verfahren, bei dem man bezüglich des Vorzeichens von β nicht irren kann.

Es ist $\mu = 90° + \delta + \beta$. Darin ist β der algebraische Wert des Neigungswinkels, der absolute Wert von β ist also negativ, wenn die Richtung ME vor der Kurbeltotlage MD liegt.

Die eigentlichen Steuerungsdiagramme für feste Füllung.

26. Für die Bestimmung der zu den Kurbelstellungen $M\,1$, $M\,2$, $M\,3$ ... gehöriger Schieberöffnungen o_1, o_2, o_3... ist die jedesmalige Abtragung des Winkels μ von $M\,1$, $M\,2$, $M\,3$ ... aus erforderlich. Das ist eine Unbequemlichkeit, auch leidet die Genauigkeit durch die Übertragungsfehler. Ferner ist die Zusammengehörigkeit der einzelnen Kurbelstellungen und Exzenterstellungen, wenn eine größere Anzahl von Stellungen betrachtet werden soll, nicht unmittelbar, sondern nur unter Zuhilfenahme gleichartiger Bezifferung zusammengehöriger Punkte oder mit ähnlichen Hilfsmitteln erkennbar.

Um diese Mängel zu beseitigen, denke man sich das Diagramm des Exzentergetriebes mit allen zugehörigen Linien und Exzenterstellungen um den Winkel μ linksherum gedreht; dann fallen alle Exzenterstellungen mit den zugehörigen Kurbelstellungen der Richtung nach zusammen womit dann die jedesmalige Abtragung des Winkels μ nicht mehr erforderlich wird. Es entsteht die Fig. 346. Beachte die Lage des Punktes S auf der Grundstellung der Kurbel, ferner die Lage des Punktes A und B. ***AB* ist die gedrehte Schieberweglinie;** sie ist bei der Drehung der Kurbel eine feste Richtung.

27. Die Lage von AB in dem neuen Diagramm kann auch ohne den Vorgang der Drehung im einzelnen zu verfolgen unmittelbar gefunden werden: In Fig. 345 ist nMB ein rechter Winkel, also ist SMB gleich $90 - \delta$. Bei der Drehung des Diagramms wird der Winkel SMB unverändert mitgedreht, also ist nach der Drehung der Winkel SMB in Fig. 346 ebenfalls

gleich $90 - \delta$. Der Winkel NMB ist in ihr daher gleich δ. Es folgt für das Diagramm nach der Drehung der Satz:

Es erscheint der Voreilwinkel an der Senkrechten zur Kolbenweglinie entgegen dem Drehsinn der Maschine. Vgl. auch die im Art. 32 gegebenen Symmetrieregeln. Es ist zu beachten, daß bei der Drehung der Winkel β verschwunden ist; das liegt daran, daß bei Innehaltung des Voreilwinkels δ der Drehwinkel des Diagramms um ebensoviel größer als $90° + \delta$ ist, als β größer als Null ist.

Es wird ein Diagramm von der Art desjenigen Fig. 346 später für den Entwurf benützt werden, und es folgt aus dem Nichtauftreten des Winkels β, daß man sich zunächst beim Entwurf um β nicht zu kümmern braucht und auch, daß man β nicht zu kennen braucht bzw. daß man sich erst am Schlusse für die Aufstellung des Lagenschemas über die etwaige Neigung der Schieberschubrichtung zu entscheiden braucht.

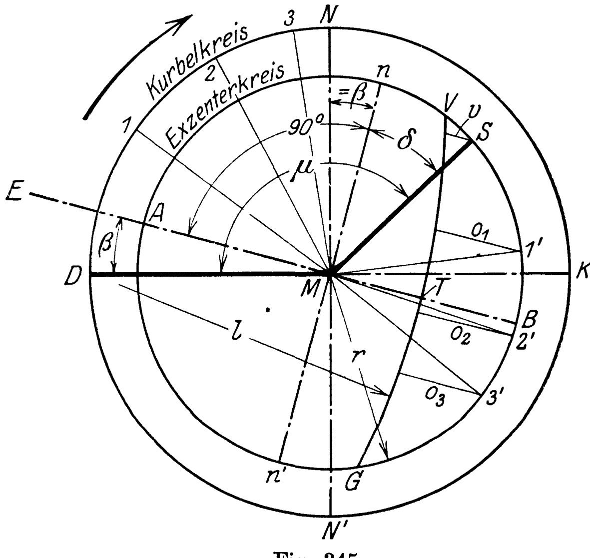


Fig. 345.

28. Man findet in dem Diagramm Fig. 346 die Schieberöffnungen für verschiedene Kurbelstellungen, indem man von den Schnittpunkten der Kurbelrichtungen mit dem Steuerungskreis nach der Deckungslinie VG parallel zu BM herübermißt.

Man beachte, daß für die bisherigen Voraussetzungen die Deckungslinie ihre konvexe Seite nach außen kehrt. Die Voraussetzungen waren bei der Fig. 345 nach rechts öffnender Schieber für Einlaß auf der Deckelseite. Das entspricht dem normalen Fall außen abschneidender Einlaßkanten. Bei innen abschneidenden Einlaßkanten ist die konvexe Seite der Deckungslinie für die Deckelseite nach innen gekehrt. Der Fall innen abschneidender Kanten (entsprechend gedrückte Exzenterstange für die Deckelseite, gezogene für die Kurbelseite bei Ventilsteuerungen) interessiert aber gerade für die absichtlich kurze Exzenterstange zwecks Füllungsausgleich (vgl. Anhang 22, Art. 36 bis 40). Für große Exzenterstangenlänge scheidet die Frage der Richtung der Krümmung aus, doch bleibt der Unterschied in der Bedeutung der Punkte A und B bestehen (vgl. Art. 30).

29. Die Länge l der Exzenterstange ist im Vergleich zur Exzentrizität r meist sehr groß; denn die Länge der Maschine ist durch die Maße des Haupttriebwerkes, dessen Kurbelarm R sehr viel größer ist als der Exzenterarm r, bestimmt und läßt auch bei verhältnismäßig kurzer Pleuelstange (z. B. $L = 5\,R$) noch zwischen Welle und Schieberstangengelenk viel Raum für eine im Vergleich zur Exzentrizität reichlich lange Exzenterstange, so daß l oft das 30fache von r und mehr erreicht.

Wenn man also die Exzenterstangenlänge in üblicher Weise so groß macht wie es der verfügbare Platz gestattet, wird der Bogen VG so flach, daß man ihn unbedenklich durch eine gerade Linie ersetzen kann.

Die Pfeilhöhe des Bogens kann man mit der Gleichung

$$f = \frac{1}{2}\,\frac{r}{l}\,r\sin^2\alpha$$

aus Anhang 8, Art. 1 berechnen. Sie ergibt sich z. B. für $r = 30$ mm, $r/l = \frac{1}{30}$, $e/r = 0{,}5$, d. h. $\cos\alpha = 0{,}5$, $\alpha = 60°$, $\sin\alpha = 0{,}866$

$$f = \tfrac{1}{2}\,\tfrac{1}{30}\cdot 30\;0{,}866^2 = 0{,}374 \text{ mm}.$$

Diesen kleinen Fehler, der sich noch dazu durch kleine Verschiebungen der Deckungslinie beim Einstellen der Steuerung z. T. beseitigen läßt, wird man ohne weiteres zulassen können.

Für sehr kurze Exzenterstangenlänge, wie sie aus den im Anhang 22, Art. 30 bis 71 erläuterten Gründen zuweilen absichtlich angewandt wird, ist die Annäherung nicht zulässig.

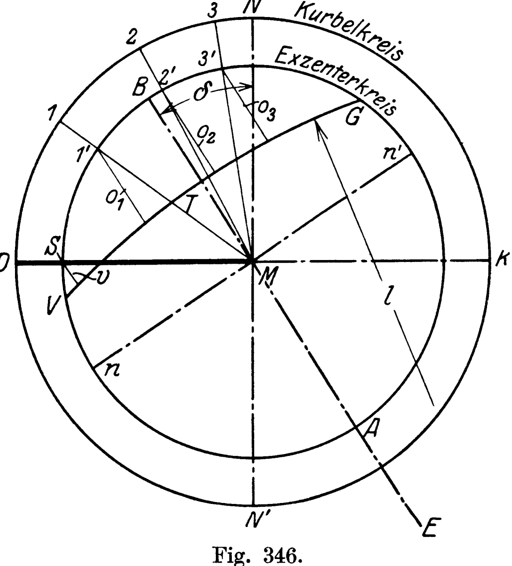


Fig. 346.

30. Sehr häufig wird auch beim Hauptgetriebe statt der Bogenprojektion die geradlinige Projektion auf die Kolbenweglinie angewandt und damit die Pleulstangenlänge $= \infty$ eingeführt, was der Voraussetzung eines Kreuzschleifengetriebes an Stelle des Kurbelgetriebes entspricht.

Bei der verhältnismäßig kleinen Länge der Pleuelstange (das Verhältnis L/R ist normal gleich $\frac{1}{5}$) ist der Ersatz so roh, daß er als Annäherung überhaupt nicht angesehen werden kann. Gleichwohl empfiehlt sich die Einführung der unendlichen Pleuelstangenlänge für den Entwurf von Steuerungen doppelt wirkender Maschinen, um zunächst für beide Kolbenseiten nur ein Diagramm entwerfen zu brauchen, für welches die unendliche Stangenlänge Mittelwerte für beide Kolbenseiten liefert. Nachher können dann die Ungleichheiten in der Dampfverteilung auf beiden Seiten mittels der Bogenprojektion genau ermittelt und geeignetenfalls auch ausgeglichen werden (vgl. hierzu Anhang 22, Stangenlängenausgleich insbesondere Art. 1 bis 6).

Es folgt hieraus, daß es nicht zu rechtfertigen ist, wenn auch einfach wirkende Maschinen zuweilen mit der Näherung $L = \infty$ entworfen werden.

Die Einführung einer unendlichen Exzenterstangenlänge, welche bei den normalen Längen eine durchaus zulässige Annäherung ist, kann ganz unabhängig von der Einführung der endlichen Pleuelstangenlänge erfolgen. Einzelne Diagrammarten haben die Einführung der unendlichen Exzenterstangenlänge als Annäherung zur Voraussetzung (s. z. B. das Zeunersche

Diagramm Art. 40 bis 45 und das eigentliche Reuleauxdiagramm); sie gestatten aber stets die endliche Pleuelstangenlänge zu berücksichtigen oder außer acht zu lassen, indem das eigentliche Steuerungsdiagramm nur Kurbelstellungen liefert, von denen aus man jederzeit nach einem beliebigen Verfahren genau oder roh angenähert zu den zugehörigen Kolbenstellungen gelangen kann (vgl. auch Art. 33 und Anhang 23, Art. 1 bis 6).

31. Mit den gefundenen Vereinfachungen durch Ausscheidung des Winkels β und durch die gerade Deckungslinie ist in Fig. 348, Seite 517 das Diagramm Fig. 346 mit etwas anderen Maßverhältnissen dargestellt; es werde aber kurz noch einmal in gleicher Weise durch Drehung abgeleitet wie vorher, jedoch unter Zusammenzeichnung mit dem Schieber und gleichzeitig für die beiden Fälle der **außen und der innen abschneidenden Einlaßkanten,** auch werde schon im Ursprungsdiagramm (Fig. 347) die gerade Deckungslinie für unendliche Exzenterstangenlänge eingeführt, ferner werde dasselbe für die beiden (nicht gleichzeitig vorkommenden) Fälle der außen und innen abschneidenden Kanten gemeinsam benutzt.

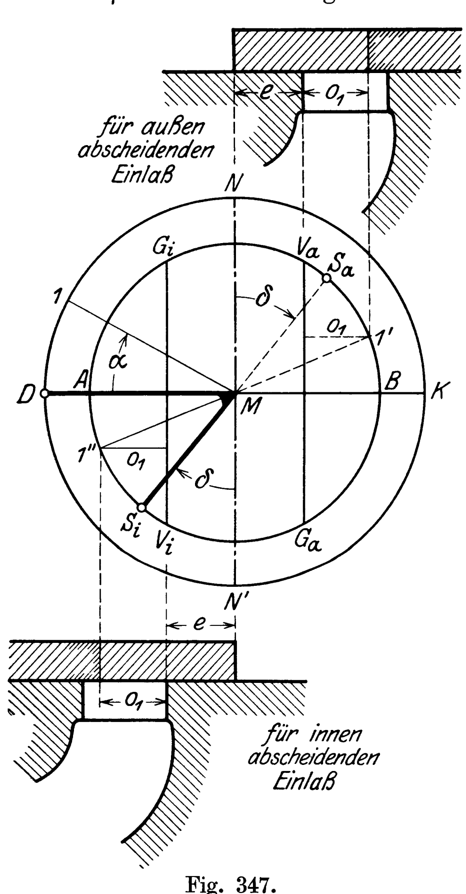


Fig. 347.

Es ist in Fig. 346 für beide Fälle linksliegender Volumennullpunkt (wie durch die Abkrümmung der Kanäle nach links angedeutet ist) vorausgesetzt. Ebenso ist wie bisher die linke Kurbeltotlage als Grundstellung angenommen. Der Fall der innen abschneidenden Einlaßkanten ist in der Figur durch ausgezogene Linien stärker betont.

Die Steuerung mit innen abschneidenden Einlaßkanten ergibt offenbar die gleiche Steuerwirkung wie die mit außen abschneidenden, wenn ihr Exzenter demjenigen für außen abschneidende Kanten diametral gegenüberliegt. Demgemäß bildet das Exzenter MS_i für innen abschneidende Einlaßkanten mit dem der Kurbel nachfolgenden Ast der Kurbelsenkrechten denselben Winkel δ wie das Exzenter MS_a für außen abschneidende Einlaßkanten mit dem der Kurbel vorangehenden Ast der Kurbelsenkrechten, und zwar beidemal im Drehsinne der Maschine gemessen.

Für die Kurbelstellung $M\,1$ befindet sich das Exzenter MS_a in $M\,1'$, das Exzenter MS_i in $M\,1''$. Für beide Fälle ergibt sich die gleiche Schieberöffnung o_1 durch Abtragung des Winkels $DM\,1$ von MS_a bzw. MS_i aus.

Um die jedesmalige Abtragung der Kurbelwinkel von der Grundstellung der Exzenter aus für die verschiedenen Stellungen der Kurbel zu vermeiden, denke man sich das ganze Diagramm des Steuerungsgetriebes, je getrennt für außen und innen abschneidende Kanten, um den Winkel $90° + \delta$ bzw. $90° + \delta + 180°$ entgegen dem Drehsinn der Maschine gedreht. Statt der Drehung um $90° + \delta + 180°$ linksherum kann man für innen abschneidende Kanten auch eine Drehung um $90° - \delta$ rechtsherum vornehmen. Die Schieberweglinie AB ist dabei mit zu drehen und es gelangt für außen abschneidende Kanten (mit der gleichen Begründung wie im Art. 27 der Punkt B in Fig. 347) in die mit B bezeichnete Lage in Fig. 348. In die gleiche Lage gelangt für innen abschneidende Kanten bei der Drehung um $90 - \delta$ rechtsherum der Punkt A in Fig. 347 in die mit A bezeichnete Lage in Fig. 349.

Die beiden Figuren 348 und 349 stimmen hiernach bis auf die Punkt bezeichnung B und A sowie S_a und S_i, welche die Entstehung des Diagramms aus verschiedenen Voraussetzungen heraus andeuten, überein.

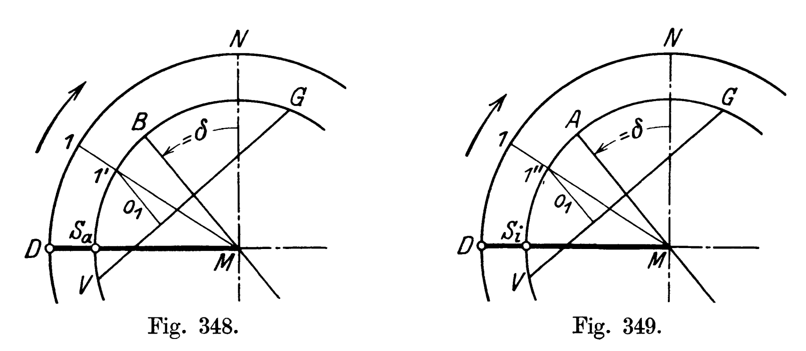


Fig. 348. Fig. 349.

Der Voreilwinkel δ erscheint nach der Drehung beidemal im ersten Quadranten, und zwar an der Senkrechten zur Kolbenweglinie entgegen dem Drehsinn der Maschine.

Die Lagen MB und MA in Fig. 348 u. 349 mögen **Diagrammlagen** des Exzenters genannt werden. Die Lagen MS_a und MS_i des wahren Exzenters bei der Grundstellung der Kurbel in Fig. 347 mögen **Getriebelagen** des Exzenters genannt werden.

Es ist dabei wohl zu beachten, daß das Diagrammexzenter MB und MA bei der Drehung der Maschine eine feste Lage hat, daß dagegen die Getriebelagen der Exzenter nur besondere Lagen der mit der Kurbel umlaufenden Exzenter sind. Denn die Diagrammexzenter sind eigentlich keine Exzenter, sondern die um einen festen Winkel gedrehten halben Schieberweglinien (Art. 26, Schluß).

32. Um von der Getriebelage in einfacher Weise zur Diagrammlage und umgekehrt übergehen zu können, mögen **Symmetrieregeln** eingeführt werden, die sich aber erst bei den Steuerungen mit veränderlicher Füllung in vollem Maße als nützlich und zweckmäßig erweisen werden. Diese Symmetrieregeln lauten für den Winkel $\beta = 0$.

Für den Übergang von der Diagrammlage zur Getriebelage des Exzenters ist bei außen abschneidenden Einlaßkanten (äußerer Einströmung) die Mittelsenkrechte zur Kolbenweglinie Symmetrielinie; bei innen abschneidenden Einlaßkanten

(innerer Einströmung) ist die Kolbenweglinie selbst Symmetrielinie[1]).

In Fig. 350 ist das Schema der Übertragung für außen abschneidende Kanten, in Fig. 351 das für innen abschneidende Kanten gezeichnet. Kurbel und Exzenter sind dabei zunächst in ihren wahren mittleren Größenverhältnissen stark gezeichnet; dann ist das Exzenter auf die Größe der Kurbel gebracht. Beim Entwurf wird das Diagrammexzenter zuerst gefunden und danach mit der Symmetrieregel die Getriebelage festgestellt.

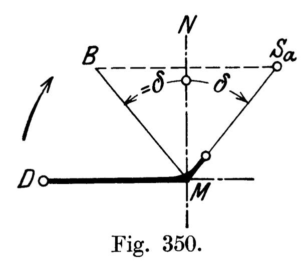


Fig. 350.

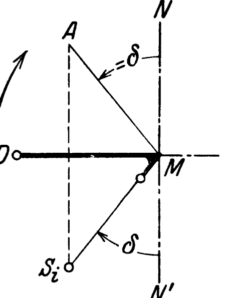


Fig. 351.

Auf den Fall β ungleich Null läßt sich die Regel leicht mit dem im Art. 355 und 356 angegebenen Verfahren und der allgemeineren Definition des Voreilwinkels übertragen.

Die beiden Regeln gelten für die hier entwickelte besondere Form des Steuerungsdiagramms von Reuleaux, die als Sehnenlotform bezeichnet werde (vgl. auch die Fußnote S. 520 und Art. 81 bis 86). Die gleichen Regeln gelten aber auch für das sehr gebräuchliche Steuerungsdiagramm von Zeuner, das weiter hinten entwickelt ist.

Eine besondere Symmetrieregel gilt für eine andere, in diesem Buche nicht benutzte Form des Reuleauxdiagramms, die weiter unten kurz entwickelt ist (Art. 35).

33. In den Artikeln 23 und 30 wurde bei der Wahl des ungleichen Maßstabes für das Hauptkurbelgetriebe und das Exzentergetriebe die absolute Größe des Kurbelkreises und Exzenterkreises noch verschieden groß angenommen. Bei der Freiheit der Wahl des Maßstabsverhältnisses hätte dieses auch so angenommen werden können, daß beide Kreise gleich groß werden, d. h. das Maßstabsverhältnis hätte gleich R/r gewählt werden können. Wenn in den bisherigen Figuren die Darstellungsgröße beider Kreise noch etwas verschieden angenommen wurde, so geschah es, um bei der Beweisführung mit der Drehung des Exzenterkreises die einzelnen Kurbel- und Exzenterstellungen mit ihren Punktbezeichnungen klarer auseinander zu halten.

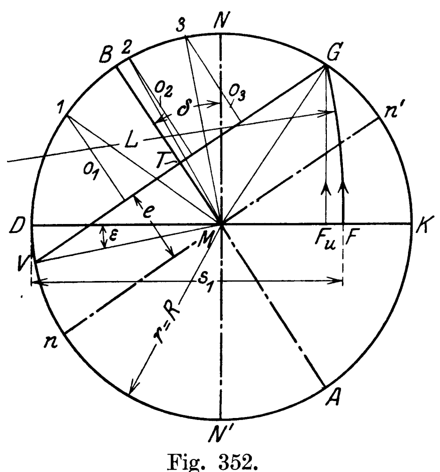


Fig. 352.

Jetzt soll dazu übergegangen werden, die Darstellungsgrößen von R und r gleich zu machen: Es entsteht aus der Figur 346 wenn gleichzeitig noch zur geraden Deckungslinie (nach Art. 31) übergegangen wird, die Figur 352, das **Steuerungsdiagramm von Reuleaux** in engerem Sinne.

[1]) Wenn zwischen Exzentergetriebe und Schieber ein Umkehrhebel (zweiarmiger Hebel) eingeschaltet ist, kehren sich die vorstehenden Gesetze um: Das wahre Exzenter geht dann bei innen abschneidenden Kanten der Kurbel voran, bei außen abschneidenden folgt es ihr nach.

Die Punkte 1 und 1′, 2 und 2′ . . . aus Fig. 346 fallen jetzt zusammen. *MV* ist die Kurbelstellung des Eintrittsbeginns, *MG* die des Abschlusses oder des Expansionsbeginns. Die zugehörigen Kolbenwege für die verschiedenen Kurbelstellungen können nach irgendeinem dafür geeigneten Verfahren gefunden werden. Für die Kurbelstellung *MG* ist der Projektionsbogen unter Annahme eines links vom Diagramm liegenden Triebwerkes für die Deckelseite gezeichnet. Er liefert von *G* nach *F* geschlagen die Abschlußfüllung mit dem Füllungsweg s_1, wenn δ und e/r gegeben sind.

In der umgekehrten, durch den Pfeil angegebenen Richtung geschlagen, liefert er die Kurbelstellung *MG*, bei welcher für eine gewollte Füllung der Abschluß erfolgen muß. Dies ist also der **Weg**, den man **beim Entwurf** zu verfolgen hat. Wenn dann noch der Voreinströmungswinkel *DMV* gegeben oder gewählt ist, findet man die Deckungslinie, indem man *V* mit *G* verbindet, und weiter den Voreilwinkel δ und das Verhältnis e/r, in dem man von *M* aus das Lot auf *VG* fällt. Das Verhältnis e/r (nicht e) wird gefunden, wenn das Diagramm (zwecks späterer Feststellungen von r nach der Größe der Maschine) zunächst „in offenem Maßstabe“, d. h. in beliebiger Größe verzeichnet ist. Die Linie $n\,n'$ kann entbehrt werden, wenn *MB* gezogen wird [vgl. auch die Fußnote [1]) auf S. 520].

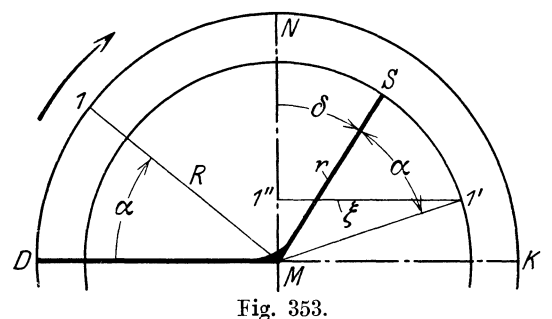


Fig. 353.

Von diesem Entwurfsverfahren ist in dem vorliegenden Werk in weitgehendem Maße Gebrauch gemacht, vielfach unter Annahme unendlicher Pleuelstangenlänge, um zunächst Mittelwerte von δ und e/r für die Kurbel und Deckelseite zu erhalten (vgl. Art. 30 dieses Anhanges, ferner Art. 344, 345, 362, 476).

34. Die Gleichmachung von R und r ist allgemein nur bei Steuerungen mit unveränderlicher Füllung möglich, da sich bei Stellexzentersteuerungen für veränderliche Füllung die Exzentrizität r ändert, während der Kurbelradius R konstant bleibt. Es ist also nur möglich, für eine Füllung das Maßstabsverhältnis so zu wählen, daß die Darstellungsgrößen von R und r übereinstimmen (vgl. auch Art. 46 bis 51 und 60.)

35. Abgekürzter Beweis für das Reuleauxdiagramm: Wenn man von vornherein mit Rücksicht auf die verhältnismäßig große Länge der Exzenterstange den Distanzbogen geradlinig annimmt, läßt sich der Beweis wesentlich abkürzen. Es möge für den Beweis auch noch der Winkel β von vornherein gleich $0°$ gesetzt werden und die den Distanzbogen ersetzende Gerade nicht durch den Deckungspunkt, sondern durch die Mitte des Exzenterkreises gelegt werden; dann ergeben die Entfernungen der Punkte des Exzenterkreises von dieser Geraden nicht die Schieberöffnungen, sondern die Ausweichungen ξ des Schiebers aus seiner Mittellage (Art. 15).

MD ist in Fig. 353 die Grundstellung der Kurbel, *MS* die zugehörige Stellung des Exzenters. Bei der Kurbelstellung *M* 1 befindet sich das Exzenter in *M* 1′; Winkel *S M* 1′ ist gleich α, 1′ 1″ ist gleich ξ. Es ist

$$\xi = r \sin(\delta + \alpha)\,.$$

Trägt man also (Fig. 354) den festen Winkel δ von MD aus rückwärts ab und fällt von 1′ aus das Lot auf nMn', so ist dieses gleich ξ, da $1Mn = \delta + \alpha$ ist. Die unter einem Winkel von 45° gezogene gestrichelte Linie lasse man als zur Fußnote gehörig zunächst außer acht.

Die Schieberöffnung o ist gleich $\xi - e$ gemäß der Definition von e, nach welcher der Schieber bis zum Beginn der Öffnung aus seiner Mittelstellung die Überdeckung e zurückzulegen hat (vgl. auch Fig. 356). Den Abzug e kann man graphisch im voraus für alle Kurbelstellungen machen, indem man im Abstande e von nMn' die Linie VG zieht (Fig. 355). Man findet dann die Öffnungen des Schiebers für die verschiedenen Kurbelstellungen, indem man von den Punkten, in welchen die Kurbelrichtung den Exzenterkreis schneidet, nach der Linie VG herübermißt; so ist o die Schieberöffnung bei der Kurbelstellung M 1.

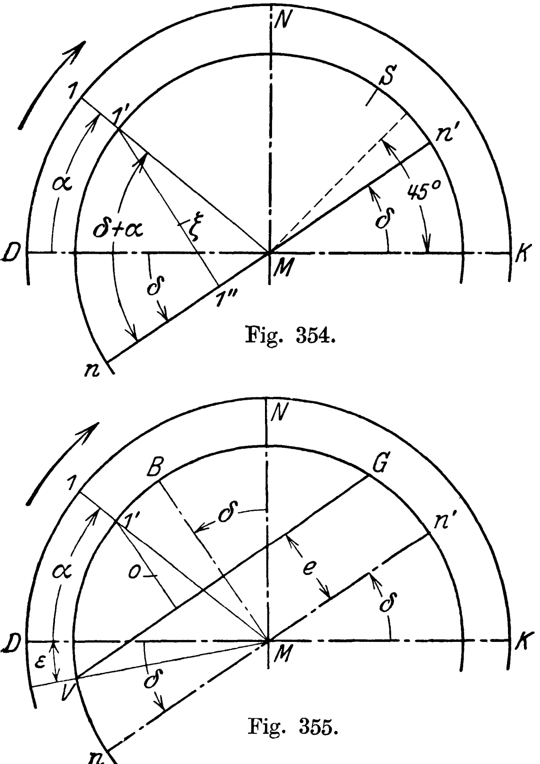


Fig. 354.

Fig. 355.

Wenn man dann noch den Kurbelkreis gleich dem Exzenterkreis macht, stimmt das Diagramm mit dem in Art. 33 gefundenen überein, nur erscheint der Voreilwinkel im Diagramm an einer anderen Stelle[1]). Die Beweisführung ist zwar sehr einfach aber weniger gut als die mit Drehung des Steuerungsdiagramms, weil das Reuleaux-Diagramm einmal nicht als Sonderfall des Diagramms mit gekrümmter Deckungslinie bei kurzer Exzenterstange erscheint und weil vor allem nicht erkennbar ist, daß die Senkrechte zu VG die gedrehte Schieberschubrichtung ist.

36. Reuleauxdiagramm für den Muschelschieber. Der Schieber werde in seiner Mittellage gezeichnet (Fig. 356). Es befindet sich bei dieser Schieber-

[1]) Man hat bei einer Form des Reuleaux-Diagramms, die später als Sehnenparallelform bezeichnet werden möge (vielleicht veranlaßt durch eine der vorstehenden ähnliche Beweisführung) die Richtung Mn' als Diagrammlage des Exzenters bezeichnet (vgl. Art. 29), woraus sich dann eine andere Regel für den Übergang von der Diagrammlage in die Getriebslage und umgekehrt ergibt. Will man sie in die Form einer Symmetrieregel kleiden, was für Steuerungen mit veränderlicher Füllung erwünscht ist, so hat man die Figuren 353 und 354 miteinander zu vergleichen. Man erkennt dann, da der Winkel $n'MK$ gleich δ ist, daß eine Linie, welche um 45° gegen die Kolbenweglinie geneigt ist, Symmetrielinie ist (vgl. auch Art. 62).

Dieser unscheinbare Unterschied in der begrifflichen Festlegung der Diagrammlage ist nach Ansicht des Verfassers der Einführung des Reuleaux-Diagramms bis auf den heutigen Tag außerordentlich hinderlich gewesen. Der Zusammenhang mit der Sehnenlotform ist hergestellt, wenn man auf nn' in M ein Lot errichtet, wie das in Fig. 335 geschehen ist. Der Winkel NMB ist dann gleich KMn' gleich δ, indem der Winkel NMn' beide zu einem Rechten ergänzt; vgl. auch Art. 81.

stellung auch das Schiebergestangengelenk (nach Art. 14 gleichbedeutend mit dem Kreuzkopf des Steuerungsgetriebes) in seiner Mittellage. Die Deckungspunkte sind auf der Bahn des Schieberstangengelenks zu suchen. Der Deckungspunkt T_e, Fig. 356, (in Fig. 341 mit T' bezeichnet) wird erreicht, nachdem die Schieberkante E um e nach rechts ausgewichen ist. Man hat also (auf der in Fig. 356 nicht enthaltenen) Bahn des Schieberstangengelenkes von seiner Mittellage die äußere Überdeckung e nach rechts abzutragen, um T_e zu finden. Ebenso wird der Deckungspunkt T_a des Auslasses erreicht, nachdem der Schieber um i nach links ausgewichen ist. Man findet ihn auf der Bahn des Schieberstangengelenks, indem man von der Mittellage die Auslaßüberdeckung i nach links abträgt. Die beiden Deckungspunkte liegen also auf der Bahn des Schieberstangengelenks umgekehrt wie die Punkte E und A in Fig. 356 und haben den Abstand $e + i$ voneinander, während die abschneidenden Kanten E und A den Abstand $g = e + a + i$ voneinander haben[1]).

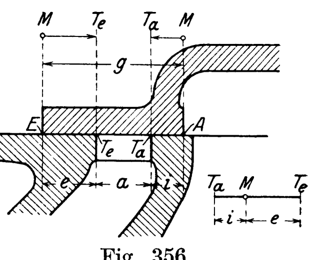


Fig. 356.

Die Abtragungsrichtung von e und i auf der Bahn des Schieberstangengelenkes ist in Fig. 356 oben durch die Richtungen $M\,T_e$ und $M\,T_a$ angedeutet. In der Skizze rechts unten in Fig. 356 sind die beiden Schwingungsmittelpunkte der Einlaß- und der Auslaßkante aufeinander gelegt, um für Einlaß und Auslaß nur einen Steuerungskreis zu gebrauchen. Damit vertauschen die Punkte T_e und T_a ihre gegenseitige Lage gegenüber der Darstellung links oben.

Die nach dem Exzenterkreis verlegte Bahn des Schieberstangengelenkes wird nach Art. 14 als Schieberweglinie bezeichnet. Auf der Schieberweglinie hat man die Überdeckungen in gleicher Weise abzutragen. Wenn man also die Fig. 345, S. 514, in welcher T_e mit T bezeichnet ist, für die Beweisführung des Muschelschiebers benutzen will, muß man noch i von M aus in der Richtung MA abtragen, um T_a zu finden, und muß durch T_a einen Kreis mit der Exzenterstangenlänge l schlagen.

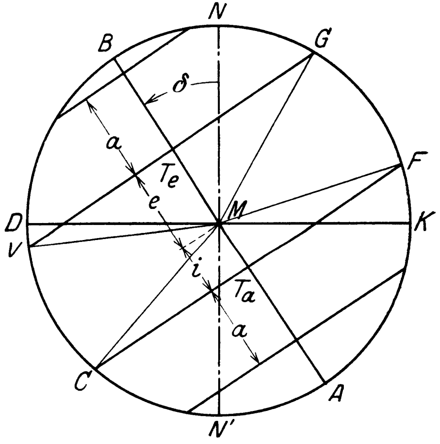


Fig. 357.

37. Nach der gemäß Art. 26 vorgenommenen Drehung würde dann i in Fig. 346 ebenfalls im Abstande i von M aus in der Richtung MA liegen. Damit wäre das Muschelschieberdiagramm für endliche Exzenterstangenlänge für eine Zylinderseite entwickelt, das gestatten würde, geometrisch exakt zusammengehörige Kolbenwege und Schieberöffnungen zu finden.

Beim Muschelschieber kommt die absichtlich kurze Exzenterstange nicht vor, und bei den üblichen Längen auftretenden Abweichungen der geraden Deckungslinie von der gekrümmten wird hier stets die gerade gezeichnet. Es entsteht das Diagramm Fig. 357, bei welchem dann noch

[1]) Hieraus folgt, daß der Schieber bei der Vereinigung mit dem Steuerungsdiagramm nicht im Zusammenhang, sondern nur in Teilen dargestellt werden kann, wenn mehr als eine abschneidende Kante vorhanden sind..

weiter der Maßstab der Hauptkurbel wieder so gewählt ist, daß seine Darstellungsgröße gleich der des Exzenterarmes ist.

Bei der geringen Größe der inneren Auslaßüberdeckung i ist $i + a$ fast stets kleiner als r; die abschneidende Schieberkante läuft also, nachdem die Öffnung erreicht ist, über die nicht abschneidende Kanalkante hinaus. Die Schieberöffnung kann niemals größer werden als die Kanalweite a. Um das anzudeuten, trägt man die Kanalweite a von T_a aus ab und zieht im Abstande a von der Deckungslinie eine Parallele, vgl. auch Art. 350 bis 354 und 373 bis 375.

Auch auf der Einlaßseite von Muschelschiebern kann ein Überlaufen stattfinden; das tritt aber nur bei sehr großen Füllungen ein, wie in Fig. 357. In der Regel ist $T_e B$ kleiner als a und der Schieber öffnet die mit Rücksicht auf den Auslaß bemessene Kanalweite nicht vollständig.

In Fig. 365, S. 526 ist das Reuleauxdiagramm für den Muschelschieber noch einmal mit ausführlicher Beschriftung dargestellt, jedoch des Vergleichs mit dem Zeunerdiagramm wegen mit getrenntem Kurbel- und Exzenterkreis.

38. Das **Steuerungsdiagramm** von Christian Müller. Über seine Eignung für gewisse Zwecke und seine Benennung als Müller-Seemann-Diagramm, vgl. die Fußnote auf S. 188. Bis zum Art. 26 dieses Anhanges sind die Grundlagen einer allgemeinen Ableitung des Müller-Seemann-Diagramms die gleichen wie beim Reuleaux-Diagramm; nur möge man sich die ganze Figur um den Winkel β gedreht denken, so daß die Schieberschubrichtung horizontal zu liegen kommt und die Kolbenlinie um den Winkel β geneigt liegt.

Im Art. 27 wurde zum Zwecke der Vermeidung der jedesmaligen Abtragung des Winkels μ eine Drehung des Diagramms des Exzentergetriebes um den Winkel μ vorgenommen, so daß alle Exzenterstellungen im Diagramm mit der zugehörigen Kurbelstellungen zusammenfallen.

Es ist einleuchtend, daß dieses Zusammenfallen auch dadurch erreicht werden kann, daß man das Diagramm des Exzentergetriebes, dessen Schubrichtung hier horizontal gelegt ist, in seiner Lage beläßt und das Diagramm des Hauptgetriebes um den Winkel μ in entgegengesetztem Sinne wie zur Ableitung des Reuleauxdiagramms dreht. Man kommt dabei zunächst auf eine Diagrammform mit horizontaler Steuerungsschubrichtung und geneigter Kolbenweglinie, in welcher auch die endliche Steuerungsexzenterstangenlänge berücksichtigt ist und welche man als die Ursprungsform des Müller-Seemann-Diagramms ansehen könnte. Es bietet das Diagramm aber auch für besondere Aufgaben der auf S. 188 angegebenen Art keine Vorteile gegenüber dem Diagramm Fig. 346. Es ist daher nur für den meist vorliegenden Fall der verhältnismäßig großen Exzenterstangenlänge von Interesse.

Man erhält mit den für das Reuleaux in den Artikeln 31 bis 34 eingeführten Vereinfachungen das Steuerungsdiagramm von Müller-Seemann Fig. 360, S. 524. Es unterscheidet sich für unveränderliche Füllung vom Reuleaux-Diagramm Fig. 357 nur durch die Lage. Erst bei Steuerungen für veränderliche Füllung unterscheiden sich beide Diagramme wesentlich voneinander (Art. 63 bis 68).

Das Müller-Seemann-Diagramm soll nachstehend unter Befolgung des vorstehend angedeuteten Gedankenganges für unveränderliche Füllung unter Einführung der Voraussetzung unendlich langer Exzenterstange und des Winkel $\beta = 0°$ schon bei der Ausgangsfigur noch kurz abgeleitet werden.

Die Darstellungsgrößen von R und r mögen zur klareren Auseinanderhaltung der verschiedenen Stellungen vorerst noch ungleich groß angenommen werden.

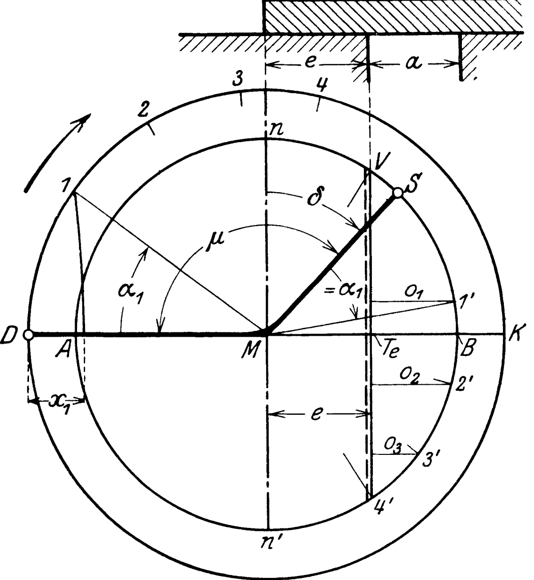


Fig. 358.

In Fig. 358 ist MD die in kleinerem Maßstab als das Exzenter MS dargestellte Kurbel in der Grundstellung, $M\,1$ die Kurbel bei einem beliebigen Kurbelwinkel α_1, $M\,1'$ die zugehörige Exzenterstellung; $SM\,1'$ ist gleich α_1 zu machen. Der zugehörige Kolbenweg von der deckelseitigen Totlage ausgemessen ist gleich x_1, die zugehörige Schieberöffnung gleich o_1. $M\,2$, $M\,3$ sind weitere Kurbelstellungen, o_2, o_3 die zugehörigen Schieberöffnungen, die, nachdem die bezüglichen Kurbelwinkel von MS aus abgetragen sind, in gewöhnlicher Weise gefunden werden. Bei der Exzenterstellung $M\,4'$ findet der Abschluß statt, indem o_4 gleich Null wird. Die zugehörige Kurbelstellung $M\,4$ findet man jetzt umgekehrt, indem man den Winkel $SM\,4'$ von MD aus abträgt.

Um die jedesmalige Abtragung zu vermeiden und eine übersichtliche Zusammenlage zusammengehöriger Richtungen zu erhalten, drehe man das Diagramm des Hauptgetriebes um den Winkel μ rechtsherum, d. h. im Sinne der Drehung der Maschine. Es entsteht das Diagramm Fig. 359. DK ist die Kolbenweglinie, auf welcher die Kolbenwege mit Bogenprojektion gefunden werden können. Statt dessen kann auch das Distanzbogenverfahren angewandt werden. Mit diesem sind in der Fig. 359 die Kolbenwege x_1, x_2, x_3, x_4 ermittelt. DH oder x_4 ist der Füllungsweg.

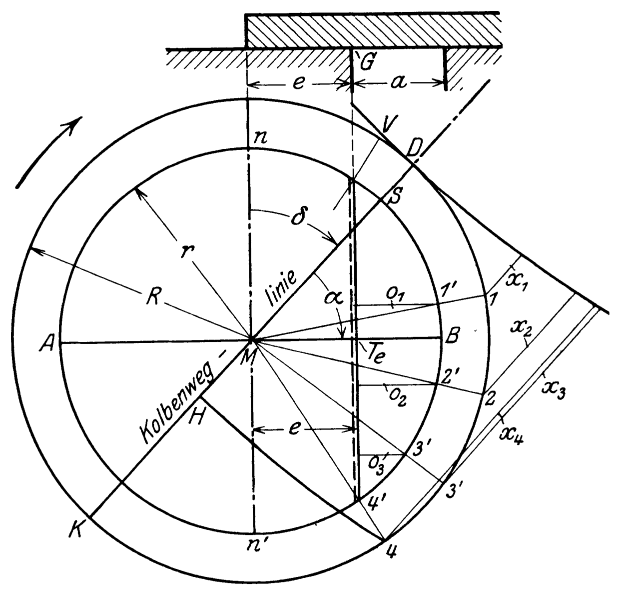


Fig. 359.

Das Diagramm gilt für den Einlaß der Deckelseite. Für die Kurbelseite sind die Projektionsbögen und der Distanzbogen entgegengesetzt gekrümmt zu zeichnen. Der Punkt D ist dann mit K zu bezeichnen.

An Stelle der Symmetrieregel für das Reuleaux-Diagramm tritt bei dem Müller-Seemann-Diagramm die einfache Regel: Die Kolbenweglinie bildet mit der Senkrechten zur Schieberweglinie den Voreilwinkel δ im Drehsinn der Maschine.

39. In Fig. 360 ist das Müller-Seemann-Diagramm für den Fall dargestellt, daß die Darstellungsgröße der Kurbel gleich der des Exzenterarmes gemacht ist. Ferner ist noch der Auslaß hinzugefügt, indem vorausgesetzt ist, daß das Steuerungsgetriebe zum Antrieb eines Muschelschiebers dient. Schließlich ist auch noch angenommen, daß entgegen dem Diagramm Fig. 359 nicht die Vorgänge auf der Deckelseite, sondern die auf der Kurbelseite betrachtet werden sollen. Demgemäß ist unter Vertauschung der Endpunktbezeichnung der Kolbenweglinie der Projektionsbogen mit entgegengesetzt gerichteter Krümmung gezeichnet: Die Füllung reicht von K bis H. Die Vorausströmung beginnt bei der Kolbenstellung P und dem Kurbelwinkel KMF. Die Kompression beim Gange des Kolbens von D nach K bei der Kolbenstellung Q.

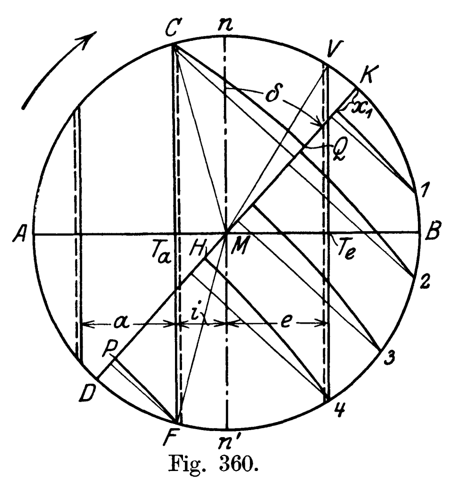


Fig. 360.

40. Sehr gebräuchlich ist in der Praxis noch das **Zeuner-Diagramm**[1]). Für Muschelschiebersteuerungen, insbesondere für Umsteuerungen, wird es vorzugsweise verwendet, obwohl seine Überlegenheit gegenüber dem Reuleaux-Diagramm sehr fraglich ist. Der Verfasser hält, wie im Art. 81 bis 86 noch weiter ausgeführt ist, für alle Fälle das Reuleaux-Diagramm für brauchbarer.

Mit teilweiser Benutzung der voraufgegangenen Entwicklung kann das Zeuner-Diagramm leicht abgeleitet werden. Die nachfolgende Ableitung weicht von der herkömmlichen mehr oder weniger ab.

Es sei die Aufgabe gestellt, eine Diagrammform zu erdenken, bei welcher die Diagrammkurve auf der Kurbelrichtung die Ausweichung ξ des Schiebers aus seiner Mittellage abschneidet, d. h. es sei die Polarkurve $\xi = f(\alpha)$ zu bestimmen.

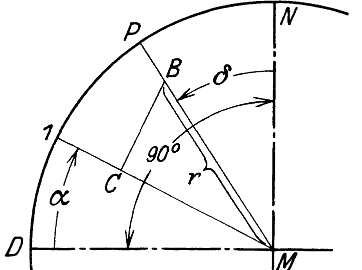


Fig. 361.

41. In Fig. 361 sei $M1$ eine beliebige Kurbelstellung; auf ihr ist die zunächst noch unbekannte Schieberausweichung ξ von M aus abgetragen bis C, so daß C einen Punkt der gesuchten Polarkurve sein würde. Nach Art. 35 ist bei Voraussetzung unendlicher Exzenterstangenlänge

$$\xi = r \sin(\alpha + \delta) \quad \text{oder} \quad \xi = r \cos(90° - (\alpha + \delta) \quad \text{oder} \quad r = \cos(90° - \alpha - \delta).$$

Der Winkel $90 - a$ ist schon in der Figur enthalten, es ist der Winkel $NM\,1$. Trägt man also noch den unveränderlichen Winkel δ von MN aus

[1]) Zeuner, Die Schiebersteuerungen, 6. Aufl. Leipzig 1904. (1. Aufl. 1857.)

ab, so ist der Winkel 1 MP gleich dem obigen Winkel $90° - \alpha - \delta$. Man findet also ξ, wenn man auf der Richtung MP die Länge r abträgt bis B und sie auf die Richtung der Kurbel projiziert. MC ist gleich $MB \cos (90° - \alpha - \delta)$ gleich der Schieberausweichung ξ bei der Kurbelstellung $M1$.

42. Der Punkt B ist ein unveränderlicher Punkt im Diagramm, weil r und δ bei der Drehung der Kurbel unveränderlich sind, während der Winkel α sich ändert. Der geometrische Ort der Fußpunkte aller von B auf die verschiedenen Kurbelstellungen gefällten Lote ist nach dem Satz von Peripheriewinkel im Halbkreis ein Kreis, der über MB als Durchmesser geschlagen ist. Sein Radius ist also gleich $^1/_2 r$ (Fig. 362). Er schneidet von M aus gemessen auf den Kurbelrichtungen die Schieberausweichungen ξ ab.

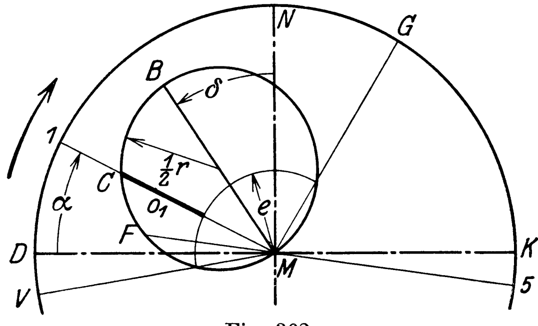


Fig. 362.

Die von B aus auf die Kurbelrichtungen gefällten Lote treffen die Kurbelrichtungen in ihren Schnittpunkten mit dem Polarkreise, sie können also fortbleiben. (Nur dort, wo die Schnittpunkte des Kreises sehr flach und die Ausweichungen ξ klein sind, kann sich die Fällung der Lote empfehlen. Bestimmung der Auslaßüberdeckung vgl. Art. 44.)

Die Schieberöffnung o ist wieder gleich $\xi - e$. Der Abzug der unveränderlichen Größe e kann durch radiales Abtragen von M aus erfolgen oder besser im Voraus für alle Richtungen, indem man einen Kreis mit e um M schlägt. Die Öffnungen o werden dann so gefunden, wie in Fig. 362 stark angegeben. Wenn $\xi = e$ wird, d. h. für die Richtungen MV und MG, wird $o = 0$. Bei der Richtung MV beginnt das Öffnen, bei der Richtung MG ist es beendet. Der Richtung MB halbiert den Öffnungswinkel.

43. Das Verfahren behält auch seine Gültigkeit, wenn die positiven Richtungen der Kurbel den Polarkreis nicht mehr scheiden, also von der Richtung senkrecht zu BM ab. Es liefern dann die auf der rückwärtigen Verlängerung der Kurbel (also auf der negativen Kurbelrichtung) vom Polarkreis abgeschnittenen Längen die Ausweichungen ξ des Schiebers aus seiner Mittellage in entgegengesetzter Richtung. MF ist in Fig. 362 die Schieberausweichung nach links für die Kurbelstellung $M5$.

Es würde also für die Betrachtung der Ausweichungen nach beiden Richtungen ein Polarkreis genügen. Insbesondere würde beim Muschelschieber der gleiche Polarkreis für Einlaß und Auslaß benutzt werden können. Die Schieberöffnungen für den Auslaß würden (positive Auslaßüberdeckung vorausgesetzt) dadurch gefunden werden, daß man die Überdeckung i durch einen mit i um M geschlagenen Deckungskreis von den auf den rückwärtigen Verlängerungen der Kurbel gemessenen Ausweichungen in Abzug bringt (in Fig. 363 für die Kurbelstellung $M5$ stark ausgezogen).

Das Verfahren mit nur einem Polarkreis zur Messung der Ausweichungen in beiden Richtungen ist jedoch, obwohl es mathematisch durchaus folgerichtig ist, ganz ungebräuchlich. Man zeichnet beim Muschelschieber und auch sonst, wenn Ausweichungen in beiden Richtungen zu betrachten

sind, für jede Richtung einen besonderen Polarkreis. Der Grund für dies Verfahren mag wohl darin zu suchen sein, daß man die Häufung von Punkten verschiedenartiger Bedeutung vermeiden will und auch Platz für die Beschriftung zur Kennzeichnung der Bedeutung der einzelnen Punkte gewinnen will.

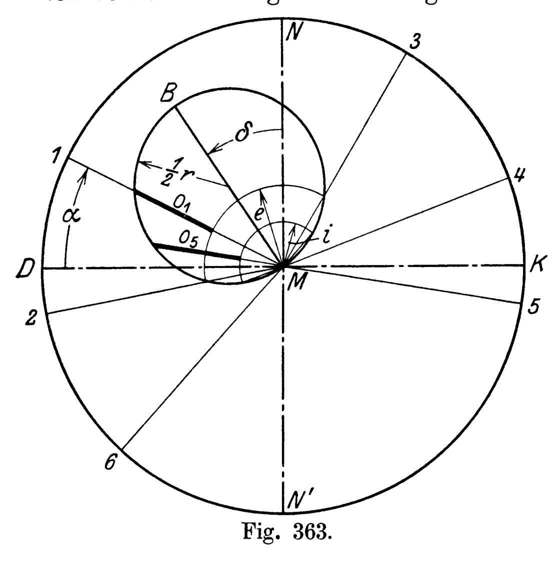


Fig. 363.

44. Fig. 364 zeigt das Diagramm für einen Muschelschieber mit positivem und negativem Steuerungskreis in der üblichen Darstellungsform. Es wird nach dem vorstehend Gesagten und mit der beim Reuleaux-Diagramm im Art. 36 angestellten Betrachtung ohne weiteres verständlich sein.

Dort, wo die Polarkreise die Deckungskreise schneiden, wird die Schieberöffnung gleich Null, also bei den Kurbelstellungen MV, MG, MF, MC.

Die Bestimmung dieser besonders wichtigen Richtungen ist unsicher, wenn die Überdeckung klein ist, weil dann die richtunggebenden Punkte sehr nahe beieinander liegen und außerdem der Schnitt der Kurbelrichtung mit dem Polarkreis sehr flach ist. Man bedient sich dann auf Grund des Satzes vom Peripheriewinkel im Halbkreis folgender Hilfskonstruktion, die wegen der kleinen Auslaßüberdeckungen besonders für den Auslaß in Frage kommt: Man denkt sich von A aus eine Tangente an den mit i

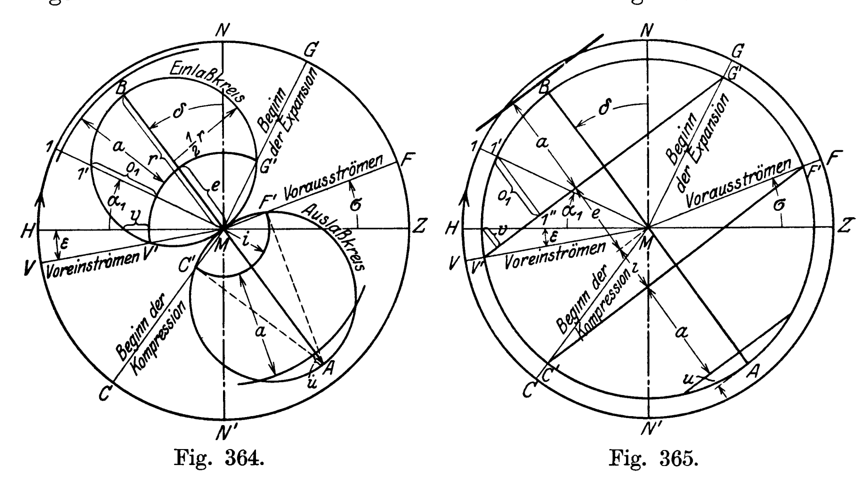


Fig. 364. Fig. 365.

geschlagenen Deckungskreis gezogen und zu ihr die Senkrechte gezogen. Zeichnerisch wird die Konstruktion zweckmäßig so ausgeführt, daß man das Zeichendreieck so hinlegt, daß es mit der einen Kathete durch den Punkt A geht und den Deckungskreis berührt und daß man es, ohne die Tangente zu ziehen, dann an einem an die Hypotenuse angelegten Schiebe-

lineal verschiebt, bis die andere Kathete durch M geht und daß man dann durch M die gesuchte Kurbelrichtung zieht.

45. Die Gleichmachung der Darstellungsgröße von R und r bieten im Gegensatz zum Reuleaux-Diagramm beim Zeuner-Diagramm keinen Gewinn.

In Fig. 365 ist das Reuleaux-Diagramm für einen Muschelschieber mit den gleichen Steuerungsbedingungen dem Zeuner-Diagramm gegenübergestellt. Die Darstellungsgröße der Hauptkurbel ist der Einheitlichkeit wegen von der des Exzenterradius verschieden angenommen, womit das Reuleaux-Diagramm verwickelter wird, als es zu sein brauchte, aber auch so immer noch einfacher ist als das Zeuner-Diagramm.

Die endliche Exzenterstangenlänge kann, wie aus der Entwicklung hervorgeht, beim Zeuner-Diagramm nicht berücksichtigt werden, wozu ja, aber auch abgesehen von einigen Sonderfällen bei der verhältnismäßig großen Länge der Exzenterstange, kein Bedürfnis vorliegt. Die endliche Pleuelstangenlänge kann nach freier Wahl berücksichtigt werden oder zum Zwecke der Gewinnung von Mittelwerten durch die unendliche Stangenlänge ersetzt werden (Art. 30). Die Richtung MB, Fig. 364, liegt, wie man sieht, symmetrisch über MN zu MS, Fig. 353. Es gilt hier also die gleiche **Symmetrieregel** wie für die Sehnenlotform des Reuleaux-Diagramms (vgl. Art. 29 u. 49).

Der Gang des Entwurfs einer Steuerung mittels des Zeuner-Diagramms ist im Art. 363 des Haupttextes behandelt, und zwar für veränderliche Füllung. Der auf die Normalfüllung bezügliche Teil des Textes ist auch für feste Füllung gültig. Der Punkt B aus Fig. 363 u. 364 ist in Fig. 128 mit P bezeichnet.

Diagramme der Steuerungen für veränderliche Füllung mit verstellbarem Exzenter.

46. Zum Zwecke der Füllungsverstellung wird bei den in der Überschrift genannten Steuerungen das Exzenter durch einen Flachregler im drehbaren System verstellt, und zwar derart, daß sich Voreilung und Exzentrizität gleichzeitig in geeigneter gegenseitiger Beziehung (Art. 72 bis 80 und Haupttext Art. 361 bis 368) verändern. Diese Steuerungen mögen daher **Stellexzentersteuerungen** genannt werden.

Solange die Maschine sich im Beharrungszustand befindet, d. h. solange ihre Leistung der von ihr abgenommenen Leistung entspricht, sucht der Regler das Exzenter in der dieser Leistung entsprechenden Lage, der eine bestimmte Füllung zugehört, im drehbaren System festzuhalten. Für eine solche Einstellung kann man (wenn man von den ungewollten Rückwirkungen der Schwingungskräfte des Steuerungsgetriebes absieht) das Diagramm genau so verzeichnen wie für eine Steuerung mit festem Exzenter[1]).

47. Die Bahn, auf welcher der Mittelpunkt der Exzenterscheibe, das „Exzentermittel" verstellt wird, werde **Stellbahn** oder **Scheitellinie** genannt. Ohne über die zweckmäßige Form derselben zunächst etwas auszusagen, werde angenommen, daß sie gegeben sei, und zwar lediglich durch ihre Darstellung (ihr Bild), ohne Angabe der mathematischen Eigenschaften. Sie sei durch Eintragung der Kurbel im drehbaren System orientiert.

---

[1]) Über die Rückwirkungen der Steuerung und die Pendelungen der Exzenterregler vgl. Watzinger und Hanssen: Der Regelvorgang bei Kraftmaschinen. Berlin 1923.

Die Lage und Größe des Exzenterarmes im drehbaren System ist wie bei festen Exzentern bestimmt durch die Verbindungslinie des Wellenmittelpunktes mit dem Exzentermittel. Indem die einzelnen Punkte der Stellbahn verschiedene Lagen des Exzentermittels darstellen, geben die Verbindungslinien der Wellenmitte mit den einzelnen Punkten der Stellbahn Voreilung und Exzentrizität an, so daß für jeden Punkt der Stellbahn das Einzeldiagramm gezeichnet werden kann.

Aus der unendlich großen Zahl der möglichen Stellungen sind in Fig. 366 vier herausgegriffen mit den Exzentrizitäten $M\,\text{I} = r_1$, $M\,\text{II} = r_2$, $M\,\text{III} = r_3$, $M\,\text{IV} = r_4$ und den Voreilwinkeln δ_1, δ_2, δ_3, δ_4.

48. Um für eine Stellexzentersteuerung das Gesamtdiagramm zu finden, könnte man, ganz entsprechend den Entwicklungen in Art. 21 bis 29, sich für jede Stellung I, II, III, IV des Exzentermittels zunächst das Diagramm des Exzentergetriebes gezeichnet denken (wobei die Schieberweglinien noch zusammenfallen würden und wegen der ungleichen Exzentrizität nur verschieden lang sein würden) und könnte dann jedes einzelne Diagramm sich um den Versatzwinkel μ gedreht denken, so daß Exzenterrichtungen und Kurbelrichtungen zusammenfallen. Da die Versatzwinkel $\mu = 90 + \delta + \beta$ wegen des ungleichen Voreilwinkels δ ungleich groß sind, ist auch die Drehung des ganzen Systems, insbesondere auch die Drehung der Schieberweglinien, verschieden groß; es werden sich also die vorher zusammenfallenden, nur ungleich langen Schieberweglinien auflösen, ihre Endpunkte bilden die **„Diagrammlage der Scheitellinie"**, wie man sich entsprechend der im Art. 31 gewählten Benennung für Einzelexzenter ausdrücken müßte.

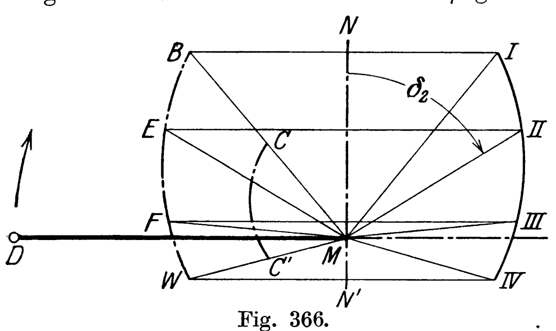


Fig. 366.

49. Diese Ableitung der Diagrammlage der Scheitellinie gibt zwar ihre Bedeutung als Endpunktlinie gedrehter Schieberwege besonders deutlich wieder, ist aber in der Vorstellung des Vorganges nicht ganz einfach.

Man kann zu der Diagrammlage der Scheitellinie auch gelangen, indem man die im Art. 31 und 32 für feste Exzenter gefundene Symmetrieregel für jeden einzelnen Exzenterarm des Stellexzentergetriebes angewandt denkt. Bei der Sehnenlotform des Reuleaux-Diagramms ist damit die Diagrammlage der Scheitellinie gemäß der Entwicklung für feste Exzenter als einseitige Endpunktlinie der gedrehten Schieberweglinien charakterisiert.

Für außen abschneidende Einlaßkanten hat die Übertragung nach Art. 31 und 32 über MN als Symmetrielinie zu erfolgen (Fig. 366), für innen abschneidende über MD als Symmetrielinie (Fig. 367).

Für das Zeuner-Diagramm gilt nach Art. 45 bei außen abschneidenden Kanten das gleiche Symmetriegesetz wie bei der Sehnenlotform des Reuleaux-Diagramms. In ähnlicher Weise, wie es für außen abschneidende Kanten im Art. 42 geschehen ist, ließe sich auch für innen abschneidende Einlaßkanten beim Zeuner-Diagramm nachweisen, daß dasselbe Symmetriegesetz gilt wie für diesen Fall beim Reuleaux-Diagramm. Damit er-

halten dann die beiden Übergangsfiguren 366 und 367 wie auch die Bemerkungen in den Art. 49 bis 53 Gültigkeit sowohl für die Sehnenlotform des Reuleaux-Diagramms wie auch für das Zeuner-Diagramm.

50. Für gleiche Steuerwirkung liegt (wie bei den festen Exzentern Art. 31) die Scheitellinie in der Diagrammlage für außen und für innen abschneidende Kanten gleich. Beim Entwurf wird die Diagrammlage *BEFW* zuerst gefunden, und man braucht sich erst später darüber zu entscheiden, ob man dem Schieber innere oder äußere Einströmung geben will. Die Getriebelage wird dann durch symmetrische Übertragung über *MN* oder *MD* erhalten, je nachdem der Schieber äußere oder innere Einströmung hat.

Wenn die Schubrichtung des Steuerungsgetriebes gegen die des Hauptgetriebes geneigt ist, kann man sich des im Art. 378 mit Fig. 135b angedeuteten Verfahrens bedienen, da die Symmetrieregeln unmittelbar nur für den Fall $\beta = 0$ gelten.

51. Fig. 366 stellt den punktweisen Übergang von der Getriebelage zur Diagrammlage und umgekehrt für außen abschneidende Einlaßkanten dar.

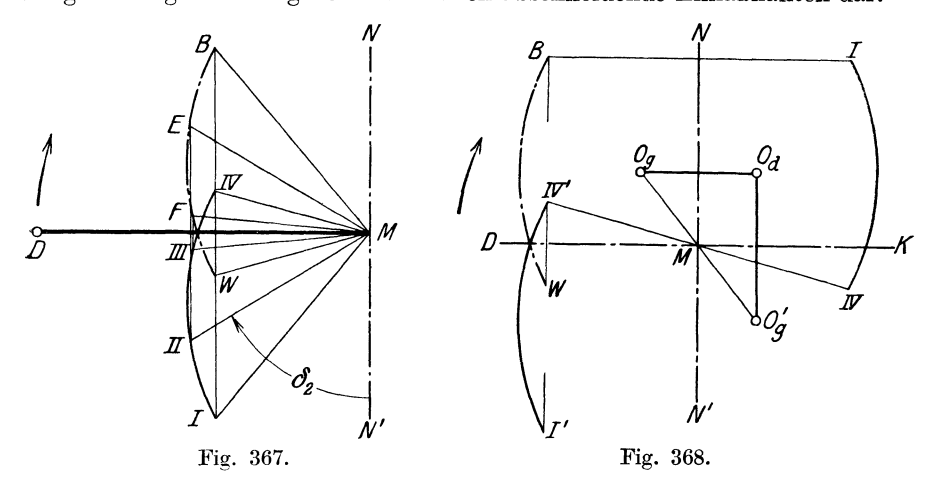


Fig. 367. Fig. 368.

Für den Punkt II der Scheitellinie ist *M* II die Exzentrizität, δ_2 der Voreilwinkel des Exzenters in der wahren Lage (Getriebelage) und die über *MN* symmetrische Linie *ME* die Diagrammlage des Exzenters.

Ebenso ist in Fig. 367 bei innen abschneidenden Einlaßkanten für den Punkt II die Länge *M* II die Exzentrizität und δ_2 der Voreilwinkel des Exzenters in der wahren Lage bei der Grundstellung der Kurbel (Getriebelage) und die dazu über *MD* symmetrische Linie *ME* die Diagrammlage des Exzenters.

Wenn man die symmetrische Übertragung für eine hinreichend große Zahl von Punkten ausführt, kann man durch die übertragenen Punkte die Scheitellinie in der Diagrammlage zeichnen, auch wenn die Kurve ihren Eigenschaften nach nicht bekannt ist, sondern lediglich durch ihre Darstellung gegeben ist.

52. Wenn die Scheitellinie ein Kreisbogen ist, ist die Einzelübertragung einer größeren Punktzahl natürlich nicht erforderlich; es genügt, den Mittelpunkt und (zur Festlegung der Reichweite des Bogens) die beiden Endpunkte desselben symmetrisch über die eine oder andere Symmetrielinie zu übertragen.

So ist in Fig. 368 O_g der Mittelpunkt der Getriebelage I—IV der Scheitellinie bei außen abschneidenden Einlaßkanten; der Mittelpunkt O_d der

zugehörigen Diagrammlage BW wird gefunden durch symmetrische Übertragung von O_g über MN.

Die Getriebelage I′ IV′ der Scheitellinie für innen abschneidende Einlaßkanten liegt derjenigen für außen abschneidende diametral gegenüber, also auch ihr Mittelpunkt O_g' dem Mittelpunkt O_g der Scheitellinie für außen abschneidende Kanten. Geht man von O_g' zu dem Mittelpunkt der zu I′ IV′ gehörigen Diagrammlage symmetrisch über DMK über, so gelangt man auf denselben Punkt O_d, welcher vorher schon, ausgehend von O_g, gefunden wurde, was ja auch der allgemein gefundenen Regel entspricht, daß die Diagrammlage der Scheitellinie für außen und innen abschneidende Kanten die gleiche ist.

53. Die Scheitellinie in der Diagrammlage ist in dem vorliegenden Werk in der Regel strichpunktiert gezeichnet, bei kleiner Darstellung ist sie ausgezogen; im letzteren Falle ist die Getriebelage besonders gekennzeichnet, und zwar durch Einkreisung ihrer Endpunkte, welche die äußersten Lagen des Exzentermittels auf der Stellbahn darstellen.

Von der Diagrammlage der Scheitellinie gilt dasselbe, was im Art. 31 für die Diagrammlage des Einzelexzenters festgestellt wurde: Sie liegt (als Ort der Endpunkte der um bestimmte Winkel gedrehten Schieberweglinie) bei der Drehung der Kurbel fest, wohingegen die Getriebelage eine besondere Lage einer dem drehbaren System angehörenden und mit ihm umlaufenden Kurve ist.

54. Die Mittelpunkte der Zeuner-Kreise liegen auf den Mitten der einzelnen Diagrammexzenter, d. h. auf den Mitten der Verbindungslinie des Diagrammittelpunktes mit den einzelnen Punkten der Scheitellinie in der Diagrammlage. Man nennt die durch die Mitten gelegte Linie **Zentralkurve.** Sie ist in die Fig. 366 mit der Bezeichnung CC' eingetragen.

Wenn die Scheitellinie ein Kreis ist, ist auch die Zentralkurve ein Kreis; man findet sie dann am besten in der Weise, daß man zunächst die Scheitellinie in der Diagrammlage zeichnet oder doch wenigstens ihre Endpunkte B und W bestimmt, die Diagrammexzenter MB und MW durch C und C' halbiert und um C und C' mit dem halben Radius des Scheitellinienkreises Kreise schlägt. Ihr Schnittpunkt liefert den Mittelpunkt der Zentralkurve.

55. Um für eine bestimmte Einstellung das **Teildiagramm** zu zeichnen, zieht man zunächst das Diagrammexzenter von dem Mittelpunkt nach dem betreffenden Punkt der Diagrammlage der Scheitellinie und zeichnet nun das Diagramm wie das für feste Füllung bei gegebener Exzentrizität und gegebenem Voreilwinkel.

56. Beim **Reuleaux-Diagramm** schlägt man also zunächst den Kreis mit der betreffenden Exzentrizität, trägt auf dem betreffenden Diagrammexzenter vom Mittelpunkt aus die Überdeckung[1]) ab und zieht durch den damit gefundenen Deckungspunkt senkrecht zum Diagrammexzenter die Deckungslinie (vgl. auch Art. 84). Die Abtragung der Überdeckung auf den verschie-

[1]) Die Überdeckung ändert sich bei den verschiedenen Einstellungen von Stellexzentersteuerungen nicht. Der Abstand des Schieberstangengelenkes von der Wellenmitte ist in den beiden äußersten Lagen gleich $l + r$ und $l - r$, der Mittelwert also, welcher der Mittellage entspricht, gleich $\frac{1}{2}(l + r + l - r) = l$. Die veränderliche Exzentrizität fällt also heraus. Der Abstand des Schieberstangengelenkes von der abschneidenden Schieberkante ist unverändert, also wird auch die Mittellage der abschneidenden Schieberkante von den Veränderungen von r nicht berührt. Der Abstand der Schwingungsmittellage der abschneidenden Schieberkante von der Gegenkante des Schieberspiegels ist aber als Überdeckung definiert.

denen Richtungen für die Verzeichnung mehrerer Teildiagramme erfolgt am einfachsten dadurch, daß man vorweg für alle Füllungen gemeinsam einen Kreis mit der Überdeckung um den Mittelpunkt schlägt. Die Deckungslinien berühren nachher diesen **Deckungskreis** in den Schnittpunkten mit den zugehörigen Diagrammexzentern; Hinweise auf den Haupttext vgl. Art. 59 u. 60.

Der Deckungskreis tritt auf diese Weise im Reuleaux-Diagramm für veränderliche Füllung auf, während er in dem für feste Füllung nicht vorhanden ist. (Anders beim Zeuner-Diagramm, bei welchem er schon für feste Füllung benötigt wird; vgl. Art. 42.)

57. Beim **Zeuner-Diagramm** verfährt man, um für eine bestimmte Einstellung das Teildiagramm vorzuzeichnen, zunächst nach Art. 55, alsdann halbiert man das damit festgelegte Exzenter und schlägt um den Halbierungspunkt einen Kreis mit der halben Exzentrizität und um den Mittelpunkt des Diagramms (für alle Einstellungen gemeinsam) mit der Überdeckung den Deckungskreis.

Wenn die Zentralkurve (vgl. Art. 54) gezeichnet ist, ist die Halbierung der Exzenter für alle Einstellungen vorweg vorgenommen.

58. Wenn für die Verzeichnung des Teildiagramms nicht ein bestimmter Punkt der Scheitellinie, sondern eine bestimmte Füllung gegeben ist, ermittelt man für sie nach dem in den Art. 69 bis 71 entwickelten Verfahren, das sowohl für das Zeuner-Diagramm wie für das Reuleaux-Diagramm in der Sehnenlotform gültig ist, den zugehörigen Scheitellinienpunkt und verfährt dann ebenso wie vorher.

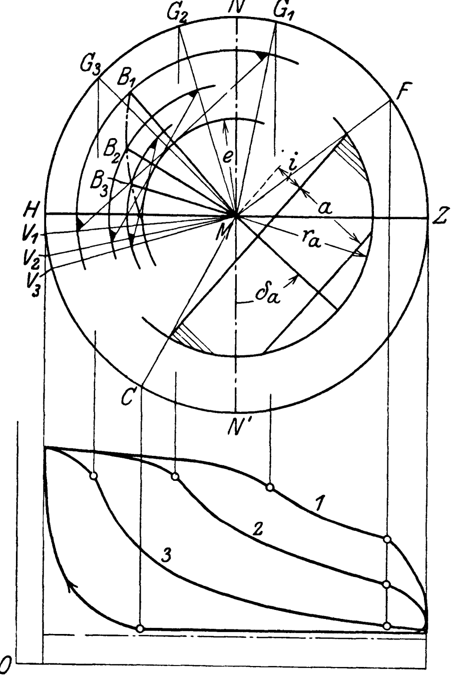


Fig. 369.

59. Die Schnittpunkte der Deckungslinien mit den zugehörigen Exzenterkreisen beim Reuleaux-Diagramm und die Schnittpunkte der Polarkreise mit dem Deckungskreis beim Zeuner-Diagramm liefern die Kurbelrichtungen des Beginnes und Endes der Öffnung; man muß die Punkte noch radial auf den in beliebiger Größe zu zeichnenden unveränderlichen Kurbelkreis übertragen (vgl. Art. 34). Man kann beim Reuleaux-Diagramm einen Exzenterkreis mit dem Kurbelkreis zusammenfallen lassen, das empfiehlt sich zuweilen beim Entwurf für den der Entwurfsfüllung zugehörigen Exzenterkreis. Sonst ist es zweckmäßiger, den Kurbelkreis unabhängig von den Exzenterkreisen zu wählen; vgl. Fig. 369, ferner Art 439, 444, 445.

60. Beim **Entwurf einer Steuerung für veränderliche Füllung** mittels Stellexzenter geht man am besten so vor, daß man zunächst das Diagramm für eine feste mittlere Füllung, die als Entwurfsfüllung bezeichnet werde und die in der Regel (aber nicht notwendig) mit der Füllung für die

Normalleistung der Maschine übereinstimmend gewählt werden wird, entwirft (vgl. Art. 33 für das Reuleaux-Diagramm).

Der Endpunkt des gefundenen Diagrammexzenters ist dann ein Punkt der Scheitellinie in der Diagrammlage; durch ihn wird dann eine passende Scheitellinie (Art. 72 bis 80) gelegt. Das Reuleaux-Diagramm in der Sehnenlotform für veränderliche Füllung ist in dem Haupttext so häufig als Entwurfsdiagramm benutzt, daß es einer weiteren Erläuterung nicht bedarf. Es sei nur auf die Fig. 127, 129, 130, 134, 136, 138, 159 verwiesen. Anwendung auf eine Muschelschiebersteuerung vgl. Art. 87 u. 88.

In Fig. 369 ist ein Reuleaux-Diagramm für veränderliche Füllung in Verbindung mit den Dampfdiagrammen dargestellt. Es ist angenommen, daß der Einlaß durch ein Stellexzenter gesteuert wird, während der Auslaß von einem unveränderten Exzenter gesteuert wird (vgl. auch Haupttext Art. 360 bis 376 u. Fig. 134). Die Arbeitsdiagramme sind für 3 Füllungen gezeichnet, und zwar für unendliche Pleuelstangenlänge, um Mittelwerte für die Kurbel- und Deckelseite bei der unausgeglichen gedachten Steuerung zu erhalten.

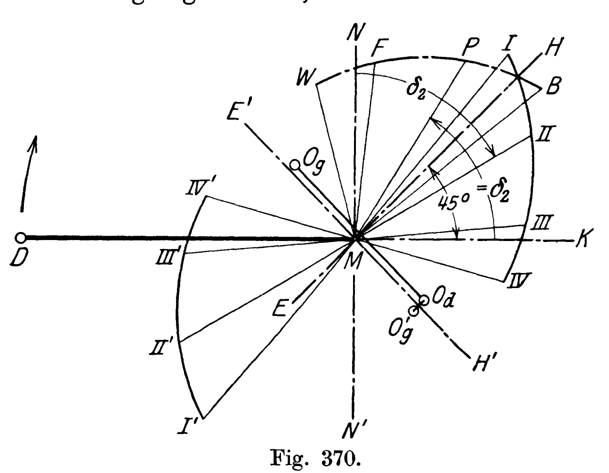


Fig. 370.

61. Der Entwurf einer Stellexzentersteuerung mit Hilfe des Zeuner-Diagramms, ausgehend von dem Diagramm für die Normalfüllung, ist im Haupttext Art. 363 behandelt. Das Zusammenfallen der Voreinströmungskurbelstellungen für die beiden gezeichneten Füllungen in Fig. 128 tritt nicht allgemein ein, sondern ist nur die Folge der Wahl der Scheitellinie für konstanten Voreinströmungswinkel (vgl. Art. 74 u. 75). Es schneiden sich bei ihr alle Zeuner-Kreise im Punkte A.

62. Bei der **Sehnenparallelform des Reuleaux-Diagramms** liegen nach der Fußnote S. 520 bei außen abschneidendem Einlaß Diagramm- und Getriebeexzenter symmetrisch zu einer Linie im zweiten und vierten Quadranten, welche gegen die Kolbenweglinie um 45° geneigt ist. Die gleiche Regel mit EH als Symmetrielinie gilt auch für die Scheitellinien, Fig. 370 $BPFW$ ist darin die Diagrammscheitellinie.

Bei innen abschneidenden Einlaßkanten liegt die Diagrammscheitellinie an der gleichen Stelle wie bei außen abschneidenden, die Getriebescheitellinie I′ IV′ liegt derjenigen für außen abschneidende Einlaßkanten diametral gegenüber oder, was auf dasselbe hinauskommt, der Diagrammscheitellinie mit einer Symmetrielinie $E'H'$ gegenüber, welche im ersten und dritten Quadranten liegt und gegen die Kolbenweglinie um 45° geneigt ist.

Die Punkte O_g, O_d, O'_g sind für eine kreisförmige Scheitellinie die Mittelpunkte der verschiedenen Lagen derselben. Die sie verbindenden Linien deuten das Symmetriegesetz an, ähnlich wie in Fig. 368 für die Sehnenlotform.

Die Einzeldiagramme für herausgegriffene Scheitellinienpunkte findet man, indem man die Exzenterkreise schlägt und zu den bezüglichen Diagrammexzentern Parallele bezieht, welche den Deckungskreis berühren. Die Schnittpunkte dieser Parallelen mit den zugehörigen Exzenterkreisen liefern die Richtungspunkte für die Kurbelstellung des Beginnes und Endes der Öffnung.

63. Müller-Seemann-Diagramm für Stellexzentersteuerungen. Das Grundsätzliche dieser Diagrammart ist bereits vorn (Art. 37 bis 39) für unveränderliche Füllung ausführlich erläutert. Es wurde dort aus demselben Ursprungsdiagramm hergeleitet wie das Reuleaux-Diagramm, nur daß statt der Schieberweglinie die Kolbenweglinie um den Versatzwinkel von Kurbel und Exzenter gedreht wurde. Das gleiche Verfahren zur Erläuterung der Entstehung des Müller-Seemann-Diagramms kann man auch bei Stellexzentersteuerungen anwenden.

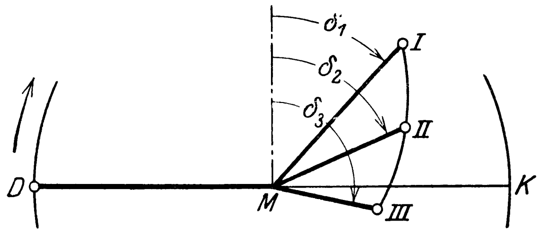


Fig. 371.

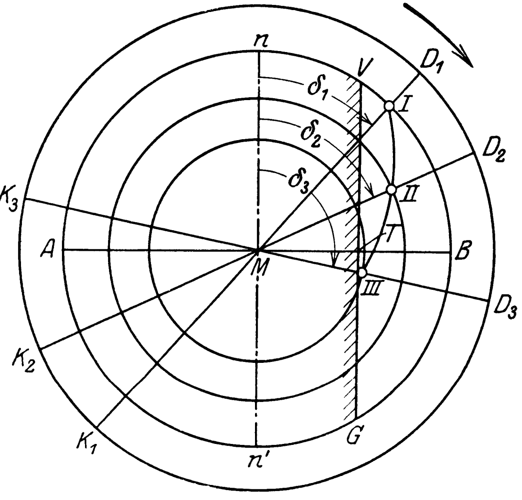


Fig. 372.

Da aber die Versatzwinkel $90 + \delta$ für die verschiedenen Einstellungen des Exzenters verschieden sind, sind auch die Winkel, um welche die Kolbenweglinie mit dem Hauptkurbelgetriebe zu drehen sind, verschieden groß, und dadurch löst sich die Kolbenweglinie in so viel verschiedene Richtungen auf, als man Einstellungen des Exzentermittels im drehbaren System betrachtet. Vgl. auch die entsprechende Bemerkung über die Auflösung der Schieberweglinie beim Reuleaux-Diagramm für Stellexzentersteuerungen in Art. 48.

Die Kolbenweglinien fallen in die Richtung der Grundstellungen der betrachteten Exzenter, d. h. in die Richtung der Verbindungslinien des Mittelpunktes mit den einzelnen Punkten der Stellbahn des Exzentermittels, die auch hier Scheitellinie genannt werden mag.

64. In Fig. 371 ist I, II, III die Stellbahn des Exzentermittels für die Kurbelstellung MD bei außen abschneidenden Einlaßkanten, für die Kurbelstellung MK bei innen abschneidenden Einlaßkanten. AB die Schieberweglinie. Die Kolbenweglinie DK ist dann hineingedreht in die Richtungen MI, MII, MIII entweder rechts herum um die Winkel $90 + \delta_1$, $90 + \delta_2$ usw. oder links herum um die Winkel $90 - \delta_1$ usw. Das *erstere ist in der* Fig. 372 angenommen unter der Voraussetzung, daß außen abschneidende Kanten vorliegen. Demgemäß sind die in der Richtung der Exzenter liegenden Enden der Kolbenweglinien mit D_1, D_2, D_3 bezeichnet.

65. Die Linien $M\,\mathrm{I}\,D_1$, $M\,\mathrm{II}\,D_2$ usw. haben jetzt je eine vielfache Bedeutung; für die Einstellung des Exzentermittels auf II z. B. stellt die Linie $K_2M\,\mathrm{II}\,D_2$ die bei der Drehung der Maschine unveränderliche Richtung der Kolbenweglinie dar. Ferner gibt $M\,\mathrm{II}$ die Grundstellung des Exzenters in bezug auf die festliegende Schieberweglinie AB an. Die Länge $M\,\mathrm{II}$ stellt ferner die Exzentrizität des wirksamen Exzenters dar.

Die Linie $M\,\mathrm{II}\,D_2$ dreht sich aber bei der Drehung der Maschine, indem $M\,\mathrm{II}$ das Exzenter, MD_2 die im Diagramm mit ihr zusammenfallende Kurbel ist. Soweit die Linie $K_2M\,\mathrm{II}\,D_2$ Kolbenweglinie ist, bleibt sie aber bei der Drehung liegen; sie wird in der gezeichneten Lage nur von der drehbaren Linie $M\,\mathrm{II}\,D_2$ überdeckt.

66. Bei der Drehung des Armes $M\,\mathrm{II}\,D_2$ hat man von seinen Schnittpunkten mit dem Kreis vom Radius $M\,\mathrm{II}$ herüber zu messen nach der Deckungslinie VG, um die Schieberöffnungen zu finden, die den von MD_2 aus zu messenden Kurbelwinkeln entsprechen.

Die Kolbenwege findet man auf der Kolbenweglinie durch Projektion der Kurbelkreispunkte auf die Kolbenweglinie K_2MD_2 durch Bogenprojektion oder (für unendliche Stangenlänge) durch geradlinige Projektion. Die Mittelpunkte der Projektionsbögen liegen auf der Verlängerung von $M\,D_2$ über D_2 hinaus. Auf dieser Verlängerung liegt auch der Mittelpunkt des Distanzbogens, wenn man die Kolbenwege mit dem Distanzbogenverfahren bestimmt. Wenn die rechte Seite des Diagramms für die Betrachtung der Eintrittsverhältnisse auf der Kurbelseite benutzt werden soll, sind an allen Kolbenweglinien die Benennungen D und K zu vertauschen und die Projektionsbögen oder die Distanzbögen entgegengesetzt zu zeichnen, d. h. nach der Vertauschung der Bezeichnungen ebenfalls mit Mittelpunkten auf den Verlängerungen über D hinaus (vgl. Art. 38, Absatz 3 und 4, ferner Anhang 22, Art. 26).

67. Bei den Füllungsveränderungen behält die Schieberweglinie ihre Lage bei; die Messung der Schieberöffnungen hat also stets parallel zu $A\,B$ zu erfolgen, gleichviel, für welche Füllung das Exzenter eingestellt ist. Diese Eigenschaft, die „Orientierung nach der Schieberweglinie“, macht das Müller-Seemann-Diagramm besonders geeignet für die Zusammenzeichnung mit dem Schieber und weiter auch für die Zusammenzeichnung mit Schwingdaumengetrieben und Wälzhebelgetrieben; denn die Schieberweglinie ist, nach der Verallgemeinerung, welche die Gesetze der Schiebersteuerungen im Anhang 24 erfahren haben, nichts anderes als die Deckungszentrale für den Sonderfall der geraden, zentralen Führungsbahn (vgl. auch die Fußnote S. 188).

Die Deckungszentrale ist aber nach ihrer Begriffsbestimmung im Art. 4 bis 6 des Anhanges 24 eine von den Besonderheiten des Exzenterantriebes unabhängige Linie, indem sowohl der Deckungspunkt wie auch der Wellenmittelpunkt, welche ihre Richtung festlegen, von den Änderungen der Exzentrizität und des Voreilwinkels nicht berührt werden.

68. Man braucht aber für die Untersuchung von Schwingdaumen- und Wälzhebelgetrieben eine Diagrammform, bei welcher die Schieberschubrichtung auch im Diagramm unverändert bleibt, um den Projektionssatz Anhang 24 Art. 24 anwenden zu können. Indem das Müller-Seemann-Diagramm diesen Anforderungen im Gegensatz zum Reuleaux-Diagramm und Zeuner-Diagramm für veränderliche Füllung entspricht, eignet es sich für den genannten Zweck allein.

Die Schieberschubrichtung AB des Müller-Seemann-Diagramms wird bei der Zusammenzeichnung mit Schwingangetrieben stets in die Deckungszentrale oder ihr parallel gelegt. Im übrigen ist auf die vielfache Anwendung dieser Diagrammart im Haupttext zu verweisen.

Infolge der „Orientierung nach der Kolbenweglinie" eignen sich das Reuleaux-Diagramm und das Zeuner-Diagramm besser für den Entwurf und für die Zusammenzeichnung mit den Dampfdiagrammen (vgl. das Reuleaux-Diagramm Fig. 369 mit den zugehörigen Dampfdiagrammen). Die vorstehende Betrachtung ist die Begründung zu der Fußnote auf Seite 188.

69. Bestimmung des zu einer gegebenen Füllung gehörigen Scheitellinienpunktes. Bei der Sehnenlotform des Reuleaux-Diagramms und beim Zeuner-Diagramm ist die Lösung dieser Aufgabe besonders einfach und ohne Verzeichnung des Einzeldiagramms für die betreffende Füllung möglich:

Es sei (Fig. 373) MG die Kurbelstellung beim Abschluß des Schiebers, die für die gewollte Füllung nach dem Verfahren mit Bogenprojektion

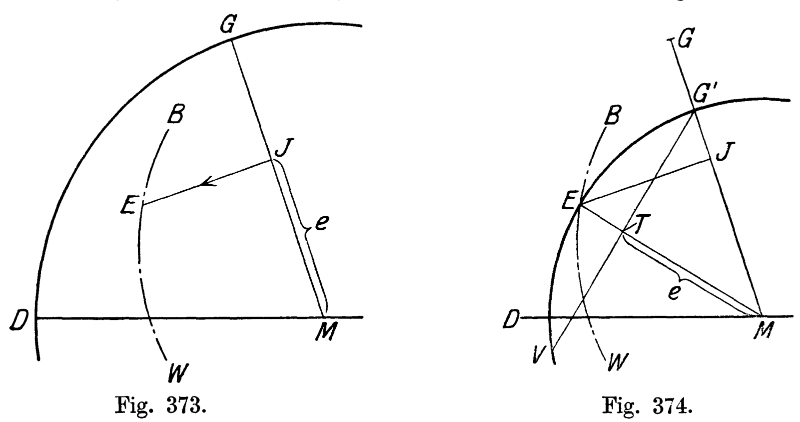


Fig. 373. Fig. 374.

aufwärts oder für unendliche Stangenlänge durch Errichten einer Senkrechten bestimmt ist. Man trägt auf MG die Überdeckung e ab, bis J und errichtet in J auf MG das Lot. Dieses schneidet die in der Diagrammlage zu zeichnende Scheitellinie in dem gesuchten Punkt E.

70. Diese einfache Konstruktion zur Lösung der Aufgabe findet man in der sonstigen Literatur kaum angewandt; sie ist aber für einen systematischen Entwurf einer Steuerung kaum zu entbehren. Man braucht sie z. B. zur Bestimmung der Länge der Scheitellinie, bei Drehexzentern also für die Bestimmung des Drehausschlages zur Erreichung einer gegebenen Höchstfüllung und Höchstleistung der Maschine (vgl. die Fig. 127 bis 130, 136, 138, 159, in welchen z. T. der Punkt J mit T bezeichnet ist). Auch für den Vergleich verschiedener Formen von Scheitellinien findet sie zweckmäßig Verwendung; so ist sie vom Verfasser in seinem im Art. 82 erwähnten Werk über Kulissensteuerungen für die vergleichende Beurteilung der Stephenson-Steuerung mit offenen und gekreuzten Stangen verwertet.

71. Zum Beweise der Konstruktion im Reuleaux-Diagramm zeichne man das zugehörige Einzeldiagramm, indem man (Fig. 374) den Exzenterkreis mit ME schlägt, die Überdeckung auf ME abträgt bis T und senkrecht zu ME durch T die Deckungslinie zieht. Fällt man jetzt von E aus das Lot auf MG, so schneidet dieses in J die Überdeckung $MJ = e$ ab.

Das folgt aus der Kongruenz der Dreiecke MEJ und $MG'T$, die den Winkel EMG' gemeinsam haben und bei T und J rechtwinklig sind. Es trifft also ein in J auf MG errichtetes Lot die Scheitellinie WB in dem dem Füllungswinkel DMG zugehörigen Punkt.

Beim Zeuner-Diagramm läßt sich der Beweis der Richtigkeit der Konstruktion mit dem Satz vom Peripheriewinkel im Halbkreis erbringen (vgl. Fig. 128, in welcher der Punkt J mit T, der Punkt E mit S und der Punkt G mit J bezeichnet ist).

Form und Eigenschaften der Scheitellinien.

72. Die Scheitellinie muß so geformt sein, daß die Voreinströmung sich nicht stark ändert[1]). Dazu ist erforderlich, daß die Exzentrizität mit zunehmendem Voreilwinkel (mit abnehmender Füllung) stark abnimmt.

Zwei Scheitellinien mit charakteristischen Eigenschaften hinsichtlich der Voreinströmung sind zur Beurteilung anders geformter Scheitellinien besonders geeignet, nämlich die Scheitellinie für konstantes lineares Voröffnen und die Scheitellinie für konstante Voröffnungswinkel.

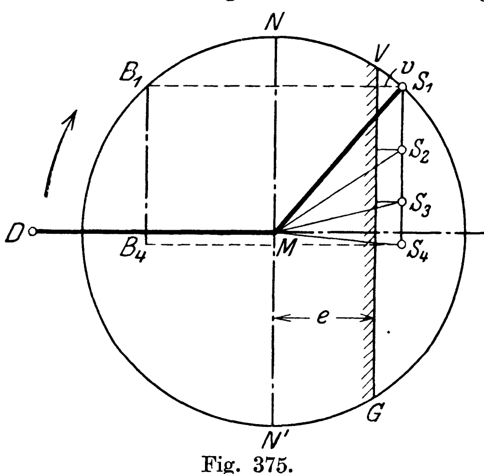


Fig. 375.

73. Unter linearem Voröffnen versteht man bekanntlich die Öffnung, welche der Schieber in der Totlage der Kurbel erreicht hat. Für die Bestimmung der Form der Scheitellinie, welche konstantes lineares Voröffnen ergibt, betrachtet man am besten die Scheitellinie in ihrer wahren Lage bei der Kurbeltotlage, d. h. die Getriebelage der Scheitellinie (Fig. 375). Bei festem Exzenter MS_1 würde, wenn e die Überdeckung, also VG die Deckungslinie ist, v das lineare Voröffnen sein.

Soll es bei einer anderen Einstellung des Exzenters ebenso groß sein, so muß das Exzentermittel bei der Grundstellung der Kurbel den gleichen Abstand von der Deckungslinie haben, d. h. es muß sich bei der Verstellung des Exzenters auf einer Geraden bewegen, welche im Abstande $e + v$ vom Mittelpunkt der Welle liegt und bei der Grundstellung der Kurbel senkrecht auf der Schieberschubrichtung steht; Linie $S_1 S_2 S_3 S_4$ Fig. 375.

Für die Scheitellinie in der Diagrammlage folgt dann auf Grund des Symmetriegesetzes für die Sehnenlotform des Reuleaux-Diagramms und für das Zeuner-Diagramm: Die Scheitellinie für konstantes lineares Voröffnen ist im Diagramm eine Gerade, welche im Abstande $e + v$ vom Mittelpunkt senkrecht zur Kolbenweglinie gezogen ist; Linie $B_1 B_2$.

Der erste, auf die Getriebelage bezügliche Satz (Absatz 2) ist unabhängig von der Art des Diagramms.

74. Um die Scheitellinie für konstanten Voreinströmungswinkel zu finden, denke man sich die Kurbel in diejenige Stellung gebracht, in welcher

[1]) Bezüglich der Doppelschiebersteuerungen mit Stellexzenter vgl. jedoch Art. 92.

die Voreinströmung beginnen soll, also in die Richtung MV (Fig. 376), wenn ε der gewollte Voreinströmungswinkel ist. Dann muß für irgendein Exzenter, z. B. das Exzenter MS_1, das Exzentermittel S_1 gerade auf die Deckungslinie fallen, in dem dann eine unendlich kleine Drehung im Drehsinne der Maschine die Öffnung einleitet. Denkt man sich nun bei stillstehender Maschine die Exzenterverstellung vorgenommen, so gilt das gleiche für alle anderen Exzentermittel, d. h. das Exzentermittel muß sich bei der angenommenen Stellung der Kurbel auf der Deckungslinie entlangbewegen. Die Scheitellinie für konstanten Voreinströmungswinkel ist also ebenfalls eine Gerade.

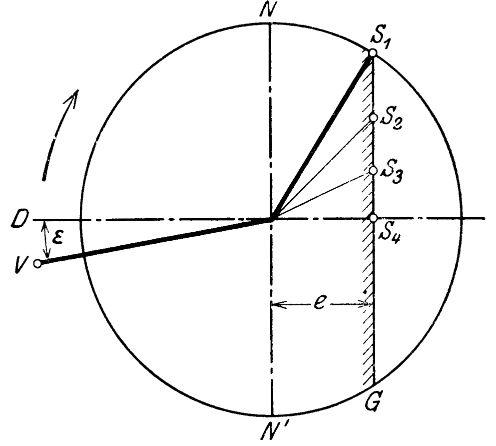


Fig. 376.

75. Um sie aber hinsichtlich ihrer Lage vergleichbar mit der Scheitellinie für konstantes lineares Voröffnen zu machen, muß das drehbare System, dem sie angehört (Art. 46 und 47), in die gleiche Lage gebracht werden, die im Art. 73 vorausgesetzt wurde, das ist die Grundstellung, bei welcher die Kurbel in ihrer Totlage steht. Es muß also die Kurbel mit der Scheitellinie um den Voreinströmungswinkel ε im Drehsinne der Maschine gedreht werden; Fig. 377. Dabei gelangt die Scheitellinie in die Lage $S_1 S_4$ (in die Getriebelage), die Deckungslinie behält jedoch ihre Lage bei.

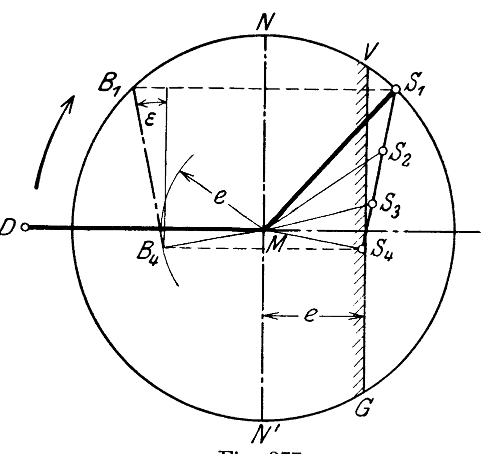


Fig. 377.

Vor der Drehung hatte die Scheitellinie den Abstand e vom Mittelpunkt M. Diesen Abstand behält sie auch bei der Drehung um den Winkel ε bei und es folgt der Satz: Die Scheitellinie für konstanten Voreinströmungswinkel in der Getriebelage ist eine Gerade im Abstande e von dem Mittelpunkt, welche gegen die Senkrechte zur Schieberschubrichtung um den Voreinströmungswinkel im Drehsinn der Maschine geneigt ist.

Die Diagrammlage $B_1 B_4$ Fig. 377 wird durch symmetrische Übertragung über MN gefunden, und es gilt für sie der Satz: Die Scheitellinie für konstanten Voreinströmungswinkel in der Diagrammlage ist eine Gerade im Abstande e vom Diagrammmittelpunkt, welche gegen die Senkrechte zur Kolbenweglinie um den Voreinströmungswinkel entgegen dem Drehsinn der Maschine geneigt ist. Sie berührt den Deckungskreis bei dem Voreinströmungswinkel.

76. Die **Wahl und Beurteilung gekrümmter Scheitellinien** mit Hilfe der vorstehend erläuterten, beiden geraden Scheitellinien ist im Haupttext Art. 365 bis 368 eingehend erläutert. Man ist jedoch in der Wahl der Krümmung nicht ganz frei, weil aus konstruktiven Rücksichten nur 2 und, wenn man die gerade Scheitellinie noch hinzurechnet, 3 Gebiete für die Krümmung in Frage kommen, zwischen welchen Übergänge fehlen:

1. Die stark gekrümmte Scheitellinie. Auf sie wird man kommen, wenn man aus den im Art. 365 angegebenen Gründen der Krümmung einen merkbaren Einfluß auf das Gesetz der Änderung der Voreinströmung geben will. Man wird dabei im allgemeinen mit dem Mittelpunkt der Scheitellinie in das Stoffliche der Welle gelangen (Fig. 378) und damit genötigt sein, den Drehpunkt als (festes) Exzenter auszubilden, welches die Welle umschließt (Art. 367). Damit dieses Exzenter keinen zu großen Scheibendurchmesser erhält, muß man die Exzentrizität MU desselben (Fig. 136 u. 378) drücken. Das kann bei Maschinen mit engen Füllungsgrenzen, wie es die Einzylindermaschinen mit Kondensation in der Regel sind, im allgemeinen ohne Schaden geschehen. Bei Maschinen mit weitgrenziger Verstellung der Füllung, wie es die Verbundmaschinen sind, wird man sich mit etwas größeren Exzentrizitäten und Scheibendurchmessern abfinden müssen, wenn man nicht eine Anordnung nach Ziffer 2 wählt (vgl. auch S. 185, Fußnote).

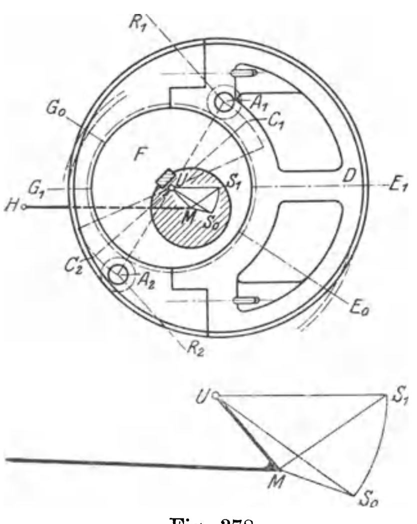


Fig. 378.

Bei der Stellexzenteranordnung (Fig. 378) ist U der Mittelpunkt der Scheitellinie $S_1 S_0$, F das feste Exzenter mit U als Mittelpunkt, D das Drehexzenter, welches für die Einstellung auf größte Füllung, also mit S_1 als Mittelpunkt des äußeren Exzenterkreises, gezeichnet ist. Bei der kleinsten Füllung nimmt die Linie $G_1 E_1$ die Richtung $G_0 E_0$ ein; S_0 ist Mittelpunkt der gestrichelt angedeuteten Exzenterlage.

Bezüglich des Regulatorangriffs ist angenommen, daß das Exzenter gleichzeitig Balancier für den Gewichtsausgleich der beiden Schwungkörper dient. In diesem Falle ist es mit Rücksicht auf die Symmetrie des Reglers zu empfehlen, die Anordnung so zu treffen, daß die Ausschlagmitte $C_1 U C_2$ des Hebels $A_1 U A_2$ senkrecht auf MU steht.

2. Die sehr schwach gekrümmte Scheitellinie. Wenn man, um die großen Scheibendurchmesser zu vermeiden, von der Anwendung eines festen Exzenters für mittelstarke Krümmungen absehen will und statt des festen Exzenters einen Drehzapfen am Gehäuse des Flachreglers oder am Auslaßexzenter verwenden will, muß man aus dem Stofflichen der Welle hinausgehen; dabei kommt man aber meist schon auf einen so großen Radius, daß die Scheitellinie fast die Eigenschaften einer geraden Scheitellinie annimmt. Zu dieser Art von Stellexzentern sind auch die

Exzenter zu rechnen, welche unmittelbar an dem einen der beiden Schwungkörper des Flachreglers angebracht sind.

Bei den flachen Scheitellinien steht auch nichts im Wege, die Anordnung so zu treffen, daß die Scheitellinie ihre konvexe Seite dem Wellenmittelpunkt zukehrt, wenn sich dadurch die Reglerkonstruktion günstiger gestaltet.

Das im Art. 365 bis 366 empfohlene Verfahren kann leicht zu Radien führen, die nicht ausführbar sind, weil sie für feste Exzenter als Drehpunkt zu groß, für die selbständige außerhalb derselben Zapfen zu klein sind. Man muß sich dann für das eine oder andere entscheiden.

77. Über die gerade Scheitellinie sei noch bemerkt, daß ihre konstruktive Verwirklichung im allgemeinen umständlicher ist als die der kreisförmig gekrümmten, insbesondere der mit Drehexzenter auf einem Zapfen außerhalb der Welle.

Außer den beiden geraden Scheitellinien für konstantes lineares Voröffnen und konstanten Voreinströmungswinkel sind noch anders geneigte, gerade Scheitellinien denkbar und anwendungsfähig.

Die Scheitellinie für konstantes lineares Voröffnen ist wegen der ungünstigen Voreinströmungsverhältnisse bei kleinen Füllungen für selbst regulierte stationäre Maschinen wenig geeignet und dient bei ihnen mehr zur Diskussion gekrümmter Scheitellinien.

Bei den Umsteuerungen kommen Scheitellinien der resultierenden Exzenter vor, welche symmetrisch zur Kolbenweglinie verlaufen, darunter auch die gerade Scheitellinie für konstantes lineares Voröffnen und Scheitellinien mit Krümmungen, welche von der besprochenen wesentlich abweichen.

78. Für die Wahl und den Entwurf der Scheitellinie ist die **Frage der Erreichung der absoluten Nullfüllung** von großer Bedeutung.

Gewöhnliche Nullfüllung liegt entsprechend dem allgemeinen Begriff der Füllung offenbar vor, wenn der Kolbenweg beim Abschluß des Steuerorgans gleich Null ist, d. h. wenn das Steuerorgan gerade bei der Kurbeltotlage abschließt.

Wenn dann Voröffnen stattgefunden hat, kann sich der schädliche Raum mit Frischdampf gefüllt haben und dieser kann durch Expansion Arbeit in der Maschine verrichten. Der Füllung Null entspricht also nicht die Arbeit Null.

Besonders bei Doppelschiebersteuerungen kann die durch Voreinströmung eingetretene Dampfmenge sehr beträchtlich sein, weil der Grundschieber auch bei kleinen Füllungen volles Voröffnen gibt und der Expansionsschieber schnell abschließt, also vor dem Abschluß im Totpunkt noch verhältnismäßig große Öffnung gibt.

Bei einfach abschließenden Steuerungen wird dagegen, wenn die Voreinströmungswinkel auch bei kleinen Füllungen nicht zu groß werden, der Fülldampf des schädlichen Raumes stark gedrosselt.

79. Die bei gewöhnlicher Nullfüllung durch Voreinströmung in den schädlichen Raum eintretende Dampfmenge kann unter Umständen so groß sein, daß die von ihr durch Expansion geleistete Arbeit größer ist als der Leerlaufwiderstand der Maschine. Das gilt besonders von Maschinen, welche mit Kondensation arbeiten. Es besteht dann die Gefahr, daß die Maschine bei völliger Entlastung durchgeht.

80. Diese Gefahr läßt sich beseitigen, wenn man die Steuerung so einrichtet, daß Gleichheit von Exzentrizität und Überdeckung erreicht wird. Das kann offenbar dadurch geschehen, daß die Exzentrizität gleich der

Überdeckung wird, oder dadurch, daß die Überdeckung gleich der Exzentrizität wird. Das erstere ist möglich bei Steuerungen mit veränderlicher Exzentrizität (Stellexzentersteuerungen), das letztere bei Steuerungen mit veränderlicher Überdeckung (Doppelschiebersteuerungen mit veränderlicher Überdeckung des Expansionsschiebers). Der erste Fall soll hier betrachtet werden; (bezüglich des zweiten vgl. Art. 94 bis 96.)

Denkt man sich in Fig. 359, S. 523 die Exzentrizität auf Größe der Überdeckung vermindert, so schlägt die in ihrer Mittellage gezeichnete abschneidende Schieberkante nach beiden Seiten um e aus, gelangt also bei ihrer Ausweichung nach rechts gerade bis zur Gegenkante G im Schieberspiegel, um dann wieder umzukehren. Es kann dann überhaupt kein Dampf in die Maschine gelangen. Annähernd ist dieser Fall z. B. erreicht durch das Exzenter M III in Fig. 372, vollständig durch das Exzenter MO Fig. 160.

Auf die Scheitellinie in ihrer Diagrammlage angewandt, lautet die Bedingung der Erreichung der absoluten Nullfüllung beim Reuleaux- und Zeuner-Diagramm. Die Scheitellinie muß in den Deckungskreis einmünden, vgl. Fig. 369, 127, 128, 129, 130, 134, 136, 138, 159.

Über die Vorzüge der Sehnenlotform des Reuleauxdiagramms.

81. Um die Ausbildung des Reuleaux-Diagramms für veränderliche Füllungen hat sich besonders Grove in seiner Bearbeitung der Lokomotivsteuerungen im Handbuch der speziellen Eisenbahntechnik 2. Aufl., Bd. 3, Leipzig 1882 verdient gemacht. In den folgenden Auflagen haben andere Bearbeiter dann das Zeuner-Diagramm wieder aufgenommen.

Grove hat dabei die Voreilwinkel in der bis dahin bei Steuerungen mit unveränderlicher Füllung üblichen Form (vgl. Art. 35), in das Diagramm eingetragen und ist damit zu der im Art. 62 besprochenen eigenartigen Lage der Diagrammscheitellinie gelangt, bei welcher die Deckungslinien den zugehörigen Exzentrizitäten parallel liegen und (wie stets im Reuleaux-Diagramm) Sehnen in den Kreisen mit den zugehörigen Exzentrizitäten als Radien sind.

Diese in der Fußnote S. 520 als Sehnenparallelform des Reuleaux-Diagramms bezeichnete Form hat sich für veränderliche Füllung dann in der ganzen Literatur erhalten, vor allem in dem großen, jetzt vergriffenen Werk von Leist[1]), der das Reuleaux-Diagramm auch für die Doppelschiebersteuerungen ausgebildet hat, dann in dem Werk von Dubbel[2]) und in der Hütte.

82. Ich habe in meinen Vorträgen über Dampfmaschinen auf die Überlegenheit der hiervon abweichenden Form des Reuleaux-Diagramms für veränderliche Füllung, bei welcher die Diagrammexzenter auf den zugehörigen Deckungslinien senkrecht stehen, seit Jahren hingewiesen und diese Form in einer im Buchhandel nicht erschienen Schrift aus dem Jahre 1905 empfohlen. In der 3. Auflage dieses Werkes vom Jahre 1912 bin ich dann für diese Form des Reuleaux-Diagramms, die ich **Sehnenlotform** nenne, als die für veränderliche Füllung geeignetste eingetreten und habe den Richtungen der Diagrammexzenter die Deutung als gedrehte Schieberweglinien gegeben. Auch in meinem Werk ,,Geometrie und Maßbestimmung der

[1]) Leist, Die Steuerungen der Dampfmaschinen, 2. Aufl. Berlin 1905.
[2]) Dubbel, Die Steuerungen der Dampfmaschinen, 2. Aufl. Berlin 1921.

Kulissensteuerungen" Berlin 1916, diese Form des Reuleaux-Diagramms fast ausschließlich benutzt.

83. Die Vorzüge der Sehnenlotform gegenüber der Sehnenparallelform sind bei Steuerungen mit veränderlicher Füllung folgende:

1. Der Übergang von der Getriebelage zur Diagrammlage der Scheitellinie und umgekehrt ist bei Stellexzentersteuerungen und Kulissensteuerungen mittels der Symmetrieregel oder sonst einem geeigneten Verfahren leichter herzustellen als bei der Sehnenparallelform.
2. Die Diagrammlage ist die gleiche wie beim Zeuner-Diagramm. Dadurch wird der Übergang von dem einen zum anderen Diagramm erleichtert, was angesichts der weiten Verbreitung, die das Zeuner-Diagramm immer noch hat, von Wert ist.
3. Die zu gegebenen Füllungen zugehörigen Scheitellinienpunkte sind durch eine sehr einfache Konstruktion (Art. 69) bestimmbar.
4. Bei Doppelschiebersteuerungen nach dem Einkammersystem ist besonders bei negativer Überdeckung des Expansionsschiebers der Richtungssinn des Diagrammexzenters einfacher zu überschauen (Art. 94 bis 98).

84. Dabei ist die Verzeichnung der zu einem bestimmten Exzenterarm gehörigen Deckungslinie nicht umständlicher als bei der Sehnenparallelform des Reuleaux-Diagramms, wenn man sich des folgenden Kunstgriffes bedient. Man legt das Zeichendreieck mit einer Kathete an den Exzenterarm an (zieht, wenn dieser nur durch den Scheitellinienpunkt und den Diagrammmittelpunkt gegeben ist, die Verbindungslinie), alsdann verschiebt man das Zeichendreieck mit der Hypotenuse an einem Lineal, bis die andere Kathete den Deckungskreis berührt und zieht die Deckungslinie. Die Zahl und Art der Operationen (Anlegen an eine Richtung, Verschieben bis zur Berührung mit dem Deckungskreis, Ziehen einer oder zweier Linien) ist dabei nicht größer oder umständlicher als bei der Sehnenparallelform; nur sind bei dieser die beiden Linien längs derselben Kathete, bei der Sehnenlotform längs zweier verschiedener Katheten zuziehen. Wenn man freilich das Ziehen der Senkrechten in der meist üblichen Form vornimmt, wird die Konstruktion für die Sehnenlotform umständlicher und auch wegen des mehrfachen Anlegens der Zeichendreiecke zeichnerisch ungenauer.

Es scheint, daß in dieser besonderen Art der Verzeichnung der Senkrechten, die natürlich an sich nicht neu ist, bei grundsätzlicher Anwendung für diesen Fall der Schlüssel zur Einführung der Sehnenlotform gegenüber der Sehnenparallelform des Reuleaux-Diagramms, aber auch weiter allgemein des Reuleaux-Diagramms gegenüber dem Zeuner-Diagramm liegt.

85. Das Zeuner-Diagramm hat mit der Sehnenlotform des Reuleaux-Diagramms für veränderliche Füllung die im voraufgehenden Artikel unter 1 und 3 aufgeführten Vorteile gemeinsam. Es steht aber dem Reuleaux-Diagramm in manchen Beziehungen nach: Beim Entwurf für feste Füllung ist, wenn die Kurbelstellung des Beginns und des Endes der Öffnung gegeben ist, bleibt zweifellos das Reuleaux-Diagramm das einfachere und zeichnerisch genauere. Man vergleiche nur das Verfahren Art. 344, Absatz 3 und Art. 345 sowie 362, Absatz 1 (Reuleaux-Diagramm) einerseits mit dem Art. 363, Absatz 1 (Zeuner-Diagramm) andererseits. In den Art. 362 und 366, Absatz 1 ist der Entwurf für die Normalfüllung so vorgenommen wie für eine feste Füllung. Für unveränderliche Füllung

erweist sich auch die Sehnenparallelform beim Entwurf dem Zeuner-Diagramm in gleichem Maße überlegen.

86. Für veränderliche Füllung besitzt die Sehnenlotform des Reuleaux-Diagramms dem Zeuner-Diagramm gegenüber den Vorzug größerer zeichnerischer Genauigkeit: Die Kreise des Reuleaux-Diagramms haben bei gleicher Gesamtgröße des Diagramms den doppelten Radius und die richtunggebenden Schnitte sind an den wichtigen Stellen weniger flach und es liegen die richtunggebenden Punkte weiter auseinander. Auch die kleinen, beim Einsetzen des Zirkels in die Mitte der Diagrammexzenter im Zeuner-Diagramm vorkommenden Fehler ergeben verstärkte Ungenauigkeiten für die Öffnungs- und Abschlußkurbelstellungen. Der Vorwurf, daß das Reuleaux-Diagramm bei veränderlicher Füllung weniger übersichtlich sei als das von Zeuner, beruht teils auf Gewöhnung an das letztere, teils läßt er sich durch zweckmäßige Mittel zur Kenntlichmachung der bedeutsamen Punkte beseitigen: Vor allem darf man die Deckungslinien nicht über den Schnitt mit den zugehörigen Exzenterkreisen hinausziehen. Nur bei den selten vorkommenden negativen Überdeckungen muß das geschehen, wobei dann eine Hervorhebung der Ecken außerhalb des Steuerungskreises durch Schraffur oder Füllung der Ecken (vgl. Fig. 387 und Art. 20) (die übrigens auch beim

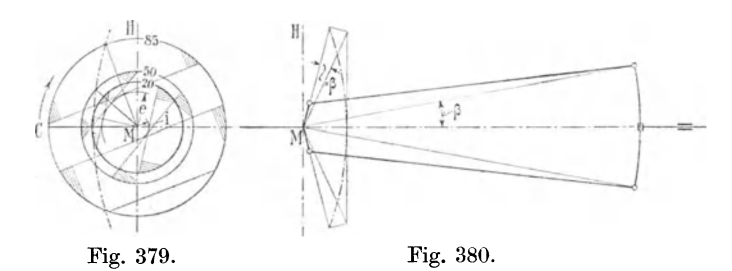


Fig. 379. Fig. 380.

Zeuner-Diagramm, wenn negative Überdeckungen vorkommen, kaum zu entbehren ist) zu empfehlen ist. Wenn man auch bei positiver Überdeckung die Segmentecken innerhalb des Steuerungskreises in dieser Weise hervorhebt (vgl. Fig. 128, 129, 130, 136), wird die Übersicht vollkommen gewahrt (vgl. auch Art. 19 dieses Anhanges).

87. Um noch zu zeigen, daß das Reuleaux-Diagramm in der Sehnenlotform dem Zeuner-Diagramm auch auf dem Gebiet in keiner Weise nachsteht, auf dem dieses immer noch die unbedingte Herrschaft besitzt, dem Gebiet der **Kulissensteuerungen,** ist nachstehend als Beispiel das Steuerungsdiagramm einer Stephenson-Steuerung mit offenen Stangen entwickelt.

In Fig. 380 ist unabhängig von der vorstehenden Frage und gemeinsam gültig für das Reuleaux-Diagramm und das Zeuner-Diagramm die Scheitellinie der resultierenden Exzenter nach dem bekannten (in diesem Werk nicht behandelten) Verfahren entwickelt.

Es ist zunächst zur Feststellung des Schränkungswinkels β für den Antrieb der Kulissenendpunkte bei mittlerer Kulissenstellung das Getriebeschema aufgezeichnet; dann ist in größerem Maßstabe die Scheitellinie in der Getriebelage in bekannter Weise nach Festlegung der drei Hauptpunkte als Kreisbogen oder als Parabel verzeichnet. In Fig. 379 ist dann die Scheitellinie in der Diagrammlage symmetrisch über MH zur Getriebelage herausgezeichnet; bisher alles ganz wie für das Zeuner-Diagramm.

Für 85%, 50% und 20% Füllung sind dann die Sehnenlotdiagramme (unter Beiseitelassung der Öffnungs- und Abschlußstrahlen) verzeichnet. Die Aufsuchung der zugehörigen Scheitellinienpunkte wird nach Art. 69 ausgeführt. Die Enden der Scheitellinie sind als nicht benutzbar wegen Voraussetzung einer nicht bis zu den Exzenterangriffspunkten auslegbaren Kulisse angenommen.

Die rückwärtigen Verlängerungen der Exzentrizitäten nach der Auslaßseite sind nicht gezogen. Wenn man glaubt, dadurch die Übersicht zu verbessern, mag man sie ausziehen; erforderlich sind sie für die Verzeichnung der Auslaßdeckungslinien nicht, wenn man das Zeichendreieck so anlegt, wie das in Art. 84 angegeben ist. Über weitere Anwendungen des Reuleaux-Diagramms für Kulissensteuerungen vgl. das im Art. 82 genannte Werk des Verfassers.

88. Die Fig. 379 kann, abgesehen von der Form der Scheitellinie und den ganz großen Füllungen für das Anfahren, als Beispiel einer **Muschelschiebersteuerung mit Stellexzenter** dienen, die in diesem Werk nicht besonders behandelt ist, d. h. also einer Steuerung, bei welcher der Auslaß vom Stellexzenter mit verstellt wird. Es sind das die einfachsten und billigsten Schiebersteuerungen mit selbsttätiger Füllungsregulierung, die auch für kleine Schnelläufer sehr beliebt ist. Der Schieber ist als Muschelkolbenschieber auszuführen, um entlastet zu sein und möglichst geringe Rückwirkungen auf den Regler auszuüben. Für die Form der Scheitellinie gelten ziemlich die gleichen Grundsätze wie für Steuerungen mit nur reguliertem Einlaß. Die bei Kulissensteuerungen nach Art. 77 vorkommenden Formen der Scheitellinie kommen für Stellexzentersteuerungen nicht in Betracht.

Diagramme der Doppelschiebersteuerungen.

89. Es soll hier nicht das ganze Gebiet dieser Steuerungen besprochen werden, vielmehr sollen sie und ihre Diagramme als im wesentlichen bekannt vorausgesetzt werden. Auch der Satz vom Relativexzenter bei den Doppelschiebersteuerungen nach dem Einkammersystem soll vorausgesetzt werden. Es soll vor allem die Anwendung der in diesem Anhang entwickelten Symmetrieregeln, welche auch für die Diagramme der Doppelschiebersteuerungen Geltung und Bedeutung haben, erläutert und vorwiegend mit dem Reuleaux-Diagramm in der Sehnenlotform in Verbindung gebracht werden. Doch gelten sie auch für das Zeuner-Diagramm.

90. Mit diesen Erläuterungen und Entwicklungen soll eine Erörterung der Frage der günstigen Stellung des Expansionsexzenters beim Einkammersystem mit festem Exzenter und veränderlicher Überdeckung verbunden werden, die dann auch auf Stellexzentersteuerungen mit Doppelschieber nach dem Einkammersystem ausgedehnt werden soll. Weiter sollen daran Betrachtungen angeschlossen werden über die Erreichbarkeit der absoluten Nullfüllung bei dieser Steuerungsart, Dinge, die ohne die Einführung der Symmetrieregeln in der nötigen Allgemeinheit bei diesem in geometrischer Beziehung nicht einfachen System schwer zu übersehen sind.

Vorausgesetzt ist bei Anwendung der Symmetrieregel wie bisher, daß die Schieberschubrichtung in die Maschinenachse fällt ($\beta = 0$). Wenn β von Null verschieden ist, kann ein gleichartiges Verfahren angewandt werden wie in Fig. 126 und 135.

Die Diagrammlagen und Getriebelagen der Exzenter und Scheitellinien sind in den nachfolgenden kleinen Darstellungen beide ganz ausgezogen. Um sie voneinander zu unterscheiden sind die Endpunkte der Exzenter in der Getriebelage mit kleinen Einkreisungen versehen, desgleichen gemäß Art. 53 die Endpunkte der Scheitellinien in der Getriebelage. Die beiden Symmetrielinien sind anders als bei den bisherigen Figuren bezeichnet, nämlich mit *MH* und *MC* statt mit *MN* und *MD*. Es soll mit den Untersuchungen der hinsichtlich der Diagramme einfacheren Steuerungen nach dem Zweikammersystem begonnen werden.

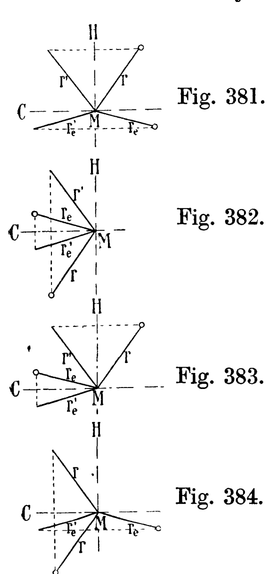


Fig. 381. Fig. 382. Fig. 383. Fig. 384.

91. In Fig. 381 bis 384 sind für das Zweikammersystem die zusammengehörigen Getriebe- und Diagrammlagen der Exzenter aufgetragen. Das Grundexzenter ist mit r, seine Diagrammlage mit r', das Expansionsexzenter mit r_e bzw. r_e' bezeichnet.

Fig. 381: Grundschieber und Expansionsschieber, beide außen abschneidend, Symmetrielinie für den Übergang von der Getriebelage zur Diagrammlage und umgekehrt *MH* (vgl. Art. 32).

Fig. 382: Grundschieber und Expansionsschieber, innen abschneidend, Symmetrielinie *MC*.

Fig. 383: Grundschieber außen abschneidend, Expansionsschieber innen abschneidend, Symmetrielinie für das Grundexzenter, *MH*, für das Expansionsexzenter *MC*.

Fig. 384: Grundschieber innen abschneidend, Expansionsschieber außen abschneidend, Symmetrielinie für den Grundschieber *MC*, für den Expansionsschieber *MH*.

Die vorstehenden Fälle mit festen Exzentern setzen Füllungsverstellung durch Veränderung der Überdeckung voraus, diese Art der Füllungsveränderung ist beim Zweikammersystem selten; die Fälle sind mehr als Vorbereitung für das Einkammersystem mit Verstellung der Überdeckung (Rider, Meyer) behandelt, bei dem die Übertragung in gleicher Weise stattfindet, aber noch weitere Überlegungen erforderlich sind.

92. Beim Zweikammersystem findet fast ausschließlich die Füllungsverstellung mit Stellexzenter für den Expansionsschieber Anwendung.

Fig. 385 zeigt die Diagrammlage und Getriebelage des festen Exzenters und der Scheitellinie für eine solche Steuerung.

In der Wahl der Form und Lage der Scheitellinie ist man bei diesen Steuerungen viel freier wie bei den einfach abschließenden (Art. 361 bis 368 und dieser Anhang Art. 72 bis 80), weil die Voreinströmung unveränderlich durch den Grundschieber bestimmt ist und die Eröffnung des Expansionsschiebers bei jeder beliebigen, vor der Eröffnung des Grundschiebers liegenden Kurbelstellung erfolgen darf.

Wenn man bei Doppelschiebersteuerungen mit Stellexzenter absolute Nullfüllung (Art. 78 bis 80) erreichen will, wird man die Scheitellinie in den Deckungskreis des Expansionsschiebers etwas vor der Kurbelstellung einmünden lassen, welche der Grundschiebervoreinströmung zugehört.

93. S_e' ist die Diagrammlage der Scheitellinie des Expansionsschiebers, S_e die Getriebelage derselben für innen abschneidenden Expansionsschieber,

symmetrisch über MC zu S_e' liegend. Bei kreisförmiger Scheitellinie liegen natürlich auch die Mittelpunkte O_e und O_e der Kreisbogen symmetrisch über MC. Bei außen abschneidendem Expansionsschieber würde die Getriebelage der Scheitelkurve symmetrisch über MH zur Diagrammlage sein. Für den Grundschieber sind in Fig. 385 außen abschneidende Einlaßkanten vorausgesetzt.

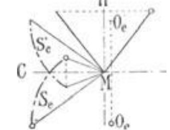


Fig. 385.

94. In Fig. 386 ist für eine Doppelschiebersteuerung nach dem **Einkammersystem** mit außen abschneidenden Einlaßkanten an beiden Schiebern die Getriebelage und die Diagrammlage im Sehnenlotdiagramm für alle drei Exzenter dargestellt. Das Relativexzenter ist mit r_r bezeichnet, der zugehörige Voreilwinkel mit δ_r, die Diagrammlagen sind durch einen $'$ gekennzeichnet. MH ist für alle drei Exzenter Symmetrielinie. Die Parallelogrammkonstruktion kann in der Getriebelage oder in der Diagrammlage erfolgen.

In die Fig. 387 ist, um sie klarzuhalten, nur das Grundexzenter und das Relativexzenter (beide in der Diagrammlage) aus Fig. 386 übertragen. Bei Veränderung der Überdeckung zwecks Füllungsverstellung kommt man auf stark negative Überdeckungen (Art. 20) bei großen Füllungen. Die Deckungslinien T_0, T_1, T_2, T_3 stehen senkrecht auf der Diagrammlage r_r' des Relativexzenters.

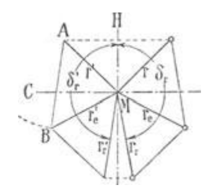


Fig. 386.

Man sieht, daß bei den in Fig. 386 und 387 gewählten Verhältnissen der Abschluß für große Füllungen sehr ungünstig und schleichend ist, und daß ferner die Erreichung der absoluten Nullfüllung (Überdeckung $= + r_r'$) eine außerordentlich große Verstellung erfordert. Die gewöhnliche Nullfüllung wird mit der Deckungslinie T_0 und der Überdeckung e_{r0} erreicht; von da ab ist bis zur Erreichung der absoluten Nullfüllung noch eine Verstellung von $r_r' - e_{r0}$ erforderlich. Zu ganz ähnlichen Endergebnissen, besonders bezüglich der Erreichbarkeit der absoluten Nullfüllung gelangt man, wenn beide Schieber innen abschneidende Kanten haben. Es mögen beide Fälle unter der Bezeichnung gleichseitig abschneidende Kanten zusammengefaßt werden.

Die für Erreichung der absoluten Nullfüllung erforderliche große Verstellung führt zu so großen Schieberlängen und stellt so großen Ansprüchen an das Arbeitsvermögen des Regulators, daß man bei gleichseitig abschneidenden Kanten auf die Erreichung der absoluten Nullfüllung (Deckungslinie T_{00}) im allgemeinen verzichten und sich mit der Erreichung der einfachen Nullfüllung begnügen muß.

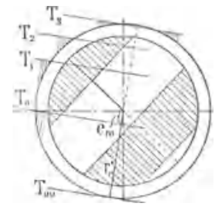


Fig. 387.

Die Abschlußverhältnisse für große Füllungen lassen sich verbessern, wenn man den Voreilwinkel δ_r' des Relativexzenters verkleinert. Man erkennt aber aus Fig. 386 sogleich, daß dadurch das Expansionsexzenter stark wächst, wenn man sich die Seite AB des Parallelogramms um A entsprechend gedreht denkt.

95. Viel günstiger als diese bei Rider- und Meyer-Steuerungen meist gebräuchliche Anordnung ist die Anordnung mit ungleichseitig abschneidenden Kanten, d. h. bei einer Anordnung mit außen abschneidendem Grundschiebereinlaß und innen abschneidendem Expansionsschieber

oder umgekehrt innen abschneidendem Grundschiebereinlaß und außen abschneidendem Expansionsschieber. In Fig. 388 ist die Exzenteranordnung in der Getriebelage und in der Diagrammlage für innen abschneidenden Expansionsschieber und außen abschneidenden Grundschieber dargestellt.

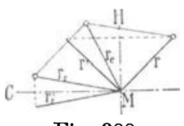


Fig. 388.

Es sei vorausgesetzt, daß zunächst die Diagrammlagen r' und r_r' durch den Entwurf gefunden wurden; dann ist r_r symmetrisch zu r_r' über MC (wegen der innen abschneidenden Kanten) die Getriebelage des (gedachten) Relativexzenterarmes, r symmetrisch zu r' über MH (wegen der außen abschneidenden Kanten) die Getriebelage des Grundschiebers. Die Diagonale des aus r_r und r gebildeten Parallelogramms ist das Expansionsexzenter r_e in seiner Getriebelage.

Die Parallelogrammkonstruktion ist hier nur in der wirklichen Lage (Getriebelage) durchgeführt, da man in der Diagrammlage wegen der verschiedenen Abschlußrichtung leicht irrt; dementsprechend ist in der Diagrammlage auch das Expansionsexzenter fortgelassen[1]). Der Voreilwinkel für das Relativexzenter ist in der Diagrammlage $= 100^0$ gewählt.

Man erkennt aus Fig. 389, daß sich aus der Annahme ungleichseitig abschneidender Kanten zunächst für Reguliersteuerungen mit veränderlicher Überdeckung (Rider-, Meyer-Steuerung und ihre Abarten) sehr günstige Abschlußverhältnisse ergeben (was noch viel zu wenig bekannt ist). Die Überdeckungen werden gerade für die großen Füllungen, bei welchen gerade ein präziser Abschluß am wichtigsten ist, absolut klein. Kleine Überdeckungen ergeben aber schnellen Abschluß, weil der Schieber beim Überfahren seiner Mittellage (hier seiner relativen Mittellage) die größte relative Geschwindigkeit hat.

Ferner sieht man, daß die absolute Nullfüllung sehr gut erreichbar ist, indem nach Erreichung der gewöhnlichen Nullfüllung mit der Deckungslinie T_0 nur noch eine Deckungsvergrößerung um den kleinen Betrag $\varDelta r_r'$ erforderlich ist. Das Expansionsexzenter wird dabei, wie man aus Fig. 388 erkennt, durchaus nicht besonders groß.

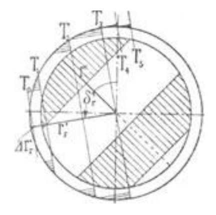


Fig. 389.

Den Voreilwinkel δ_r' des Relativexzenters in der Diagrammlage kann man zweckmäßig wählen: für Hochdruckzylinder von Verbundmaschinen $= 100$ bis 110^0, für Einzylindermaschinen mit Kondensation $= 110$ bis 120^0, für Einzylindermaschinen mit Auspuff $= 105$ bis 115^0.

96. Geometrisch gleich günstige Verhältnisse ergeben sich für außen abschneidenden Expansionsschieber und innen abschneidenden Grundschieber. Das Diagramm bleibt das gleiche wie in Fig. 388, die Getriebelagen werden jedoch andere, indem r symmetrisch zu r' über MC liegt, r_r symmetrisch zu r_r' über der Verlängerung von $M'H$ liegt. Das Expansions exzenter wird ebenso groß wie im vorigen Falle.

Das Wesentliche ist in beiden Fällen die entgegengesetzte Abschluß richtung. Das Expansionsexzenter folgt bei entgegengesetzter Abschlußrichtung dem Grundschieberexzenter nach.

[1]) Man kann das Expansionsexzenter direkt in der Diagrammlage finden, wenn man die rückwärtige Verlängerung von r_r', d. h. $-r_r'$ mit r' zusammensetzt.

Die Anordnung mit innen abschneidendem Grundschieber[1]) und außen abschneidendem Expansionsschieber ist aus konstruktiven Gründen weniger vorteilhaft als die umgekehrte, weil sich Abdichtungsschwierigkeiten für den Expansionsschieber nach dem außen liegenden Auslaßraum ergeben.

97. Fig. 390 zeigt die Exzenter- und Scheitelkurvenlagen für eine Doppelschiebersteuerung nach dem Einkammersystem mit fester Überdeckung des Expansionsschiebers und Füllungsverstellung mittels Stellexzenter bei innen abschneidendem Expansionsschieber und außen abschneidendem Grundschieber.

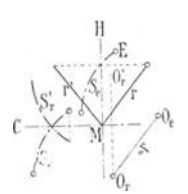


Fig. 390.

S_r' ist die Scheitellinie des Relativexzenters in der Diagrammlage, S_r zu ihr symmetrisch über MC (wegen der innen abschneidenden Kanten) ihre (gedachte) Getriebelage, O_r' und O_r bei kreisförmiger Form die bezüglichen Mittelpunkte.

Man findet die Scheitellinie S_e des Expansionsexzenters (welche durch die Konstruktion zu verwirklichen ist), indem man die relative Scheitellinie S_r aus ihrer Getriebelage um die Exzentrizität r in der Richtung der Getriebelage des Grundschieberexzenters verschiebt; der Mittelpunkt gelangt damit von O_r nach O_e; O_e ist bei kreisförmiger Scheitellinie der Mittelpunkt des festen Exzenters, auf welchem sich das Drehexzenter mit dem Arm O_eE dreht.

Die Getriebelage des Grundexzenters wird zu r' symmetrisch über MH (wegen der außen abschneidenden Kanten) gefunden.

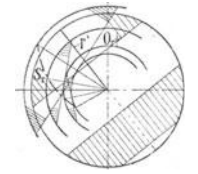


Fig. 391.

98. In Fig. 391 ist zu der Exzenteranordnung Fig. 390 das Steuerungsdiagramm gezeichnet, in welches wieder der Deutlichkeit wegen nur die relative Scheitellinie und das Grundexzenter in ihren Diagrammlagen eingetragen sind. Die Überdeckung ist so gewählt, daß absolute Nullfüllung erreicht wird. Das Diagramm ist nach dem Vorausgehenden ohne weiteres verständlich.

99. In Fig. 392 sind für im übrigen die gleichen Verhältnisse die Exzenterlagen für innen abschneidenden Grundschieber und außen abschneidenden Expansionsschieber gezeichnet. Die Getriebelage der Scheitellinie des Relativexzenters ist über MH symmetrisch zu S_r', die Getriebelage r des Grundexzenters ist über MC symmetrisch zu r'. O_e ist der Mittelpunkt des festen Exzenters für das Drehexzenter.

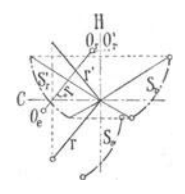


Fig. 392.

Das Diagramm ist das gleiche wie für Fig. 390. Es gilt also Fig. 391 sowohl für das Lagenschema Fig. 390 wie für dasjenige Fig. 392. Bezüglich der größeren konstruktiven Schwierigkeiten dieser Anordnung gegenüber der nach Art. 97 gilt das in Art. 96 Gesagte.

Doppelschiebersteuerungen nach dem Einkammersystem mit Stellexzenter und gleichseitig abschneidenden Kanten ergeben ebenso wie die übliche Anordnung der Rider-Steuerung recht ungünstige Verhältnisse für große Füllungen und gestatten kaum die Erreichung absoluter Nullfüllung.

100. Bei dem Zweikammersystem ist es wegen des Nichtvorkommens des Relativexzenter für die Güte des Abschlusses und für die Erreichung

---

[1]) Dieser ist hier nur als Kolbenschieber denkbar, während er bei der umgekehrten Abschlußrichtung entweder als Flachschieber oder als Kolbenschieber, je nach den sonstigen Bedingungen, ausführbar ist.

der absoluten Nullfüllung ohne Bedeutung, ob die beiden Schieber im gleichen oder im entgegengesetzten Sinne abschneiden. Man kann hier den Schiebern unabhängig voneinander nach anderen Rücksichten (Schieberlänge, Kanallänge, Stopfbuchsdichtung) äußere oder innere Einströmung geben.

Anhang 22.

Stangenlängenausgleich.

1. Nach Anhang 21, Art. 5 sind die Kolbenwege, welche gleichen Kurbelwinkeln (gemessen von den beiden Totlagen der Kurbel aus) zugehören, ziemlich stark voneinander verschieden. Das normale Exzentergetriebe mit verhältnismäßig langer Exzenterstange führt aber bei doppelt wirkenden Maschinen, mit auf beiderseits gleiche Überdeckung eingestelltem Schieber für den Schieberabschluß auf Kurbelstellungen, welche sich diametral gegenüber liegen, also gleiche Winkel mit den beiden Totlagen bilden. Hieraus folgen dann sehr ungleiche Füllungswege und sehr ungleiche Kompressionswege auf beiden Kolbenseiten.

Ähnliches gilt auch von den Kolbenstellungen für den Beginn des Öffnens, doch sind die Unterschiede viel geringer, da die Öffnung in der Nähe des Totpunktes beginnt; auch treten hier wie weiter unten (Art. 10 bis 11) noch gezeigt werden wird, andere Forderungen hervor als beim Abschluß.

2. Die Maßnahmen, welche dahin zielen, die Ungleichheiten in der Dampfverteilung auf der Kurbel und Deckelseite zu beseitigen, nennt man **Stangenlängenausgleich.** Wenn der Stangenlängenausgleich sich auf die Füllung bezieht, nennt man ihn **Füllungsausgleich;** wenn er sich auf die Kompression bezieht, nennt man ihn **Kompressionsausgleich.** Für die Gleichheit der Arbeiten auf der Kurbel- und Deckelseite ist der Füllungsausgleich bei weitem der bedeutsamste. Der Kompressionsausgleich kann auch mit dem einfachsten der weiter unten für den Stangenlängenausgleich aufgeführten Mittel, nämlich durch Anwendung ungleicher Überdeckungen, erreicht werden. Er wird nur nebenbei behandelt werden.

3. Wenn man von der Berücksichtigung der endlichen Pleuelstangenlänge spricht, hat man wohl zu unterscheiden die einfache Feststellung des Einflusses der Pleuelstangenlänge auf die Beziehung zwischen Kolbenweg und Kurbelwinkel und die vorstehend gekennzeichneten Maßnahmen zur Beseitigung der durch diesen Einfluß hervorgerufenen Ungleichheiten in der Dampfverteilung auf der Kurbel- und Deckelseite bei doppelt wirkenden Maschinen.

Die Aufgabe der Feststellung des Einflusses der endlichen Stangenlänge ist im Anhang 21 ausführlich behandelt; sie tritt auch bei einfach wirkenden Maschinen auf, dagegen tritt die Aufgabe des Stangenlängenausgleichs nur bei doppelt wirkenden Maschinen auf.

Auch bei einfach wirkenden Maschinen hat man den ganzen Kurbelkreis zu betrachten. Es kommen in allen vier Quadranten Öffnungs- und Abschlußstellungen vor, aber es sind die Kolbenwege und Kurbelwinkel stets von dem gleichen Totpunkt aus zu zählen, nämlich von demjenigen aus,

bei welchem der Volumennullpunkt liegt. Bei einfach wirkenden Maschinen liegt der Volumennullpunkt stets am Deckelseitigen Ende, weil man bei einfach wirkenden Maschinen die Stopfbüchse auf der Kurbelseite vermeiden will.

4. Bei der doppelt wirkenden Maschine sind zwei Volumennullpunkte vorhanden, einer für die Deckelseite, einer für die Kurbelseite. Die Arbeitsvorgänge und die Arbeitsdiagramme beider Seiten nehmen also von verschiedenen Enden aus ihren Ausgang.

Man könnte sich die doppelt wirkende Maschine entstanden denken aus zwei einfach wirkenden, deren Zylinder konachsial liegen und sich die offenen Enden zukehren, während die Kolben an einer gemeinsamen Kolbenstange angreifen und ein gemeinsames Kurbelgetriebe besitzen. Der Zylinder, welcher seinen Deckel der Kurbelwelle zukehrt, entspricht der Kurbelseite einer doppelt wirkenden Dampfmaschine. Man hat bei der Untersuchung der Arbeitsvorgänge dieses Zylinders ebenfalls den ganzen Kurbelkreis und den Kolbenhin- und -rückgang zu betrachten, aber ausgehend von dem der Kurbelwelle zugekehrten Wegende der Kolbenweglinie.

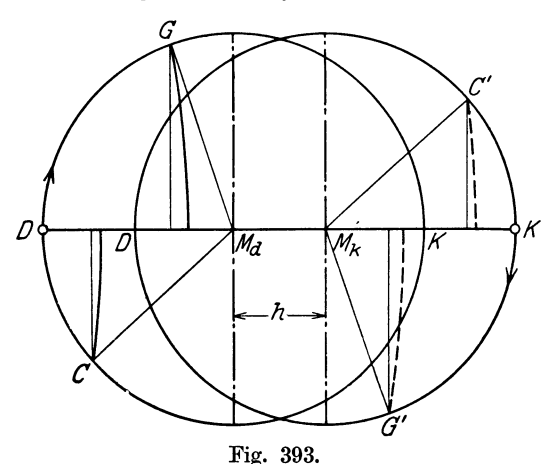


Fig. 393.

Von der doppelt wirkenden Maschine, die sich nur dadurch von der eben vorausgesetzten Maschine unterscheidet, daß die beiden einfach wirkenden Zylinder so nahe aneinander gerückt sind, daß die beiden Kolben zu einem einzigen vereinigt sind und die Zylinder ineinander verwachsen sind, gilt das gleiche. Die Kolbenhubräume greifen zwar bei ihr ineinander, aber sind selbständig als volle Hubräume zu behandeln. Man darf sich durch das Ineinandergreifen derselben nicht verleiten lassen, unter Kurbelseite und Deckelseite etwa nur Teile des Hubraumes auf der einen und anderen Seite zu verstehen.

Wenn man die Wege betrachtet, welche die dem bezüglichen Zylinderende zugekehrten Kolbenwandflächen beschreiben, so sind die Kolbenweglinien um die Kolbenhöhe h gegeneinander verschoben, und wenn man über den Kolbenweglinien als Durchmesser die Kurbelkreise zeichnet, auch die Kurbelkreise der Kurbel- und Deckelseite (vgl. Fig. 393). Diese Darstellung ist aber ganz ungebräuchlich[1]); sie zeigt aber, daß bei doppelt wirkenden Maschinen eigentlich zwei Kurbelkreise im Zusammenhang mit den Kolbenweglinien bestehen. Der einfacheren Darstellung wegen zeichnet man nur einen und benutzt die Kolbenfläche der einen Seite als Wegzeiger auch für die andere, oder denkt sich, was auf dasselbe hinauskommt, den Kolben unendlich dünn, der Kolbenhöhe gleich Null. Damit geht die Fig. 393 in die Fig. 394 über.

1) Bei der Einführung der sog. Gleichstrommaschine hat man sie zum Zwecke der Verdeutlichung der Unabhängigkeit der beiden Kolbenseiten in wärmetechnischer Beziehung benutzt.

Die sich hieraus ergebende Auffassung, daß der Kurbelkreis einer doppelt wirkenden Maschine aufzufassen ist als zwei übereinander gelagerte Kreise, wird sich auch für die nachfolgenden Betrachtungen und Darstellungen als nützlich erweisen.

Indem man jedesmal von demjenigen Totpunkt ausgeht, an welchem der Volumennullpunkt der betreffenden Seite liegt, wird der Kreis Fig. 394 beschrieben, einmal ausgehend von D über NKN' nach D, das andere Mal ausgehend von K über $N'DN$ nach K. Ebenso hat man sich die Kolbenweglinie bei einer Umdrehung zweimal hin und zurück durchlaufen zu denken, das eine Mal für die Deckelseite von D nach K und zurück nach D, das andere Mal für die Kurbelseite von K nach D und zurück nach K; im ersteren Falle ist also D der Nullpunkt der hin und zurück beschriebenen Weglinie, das andere Mal K[1]).

5. Im Anhang 21 sind die für die gleichen Winkel α ungleichen Kolbenwege ausgehend von den beiden Nullpunkten D und K der Kolbenhub-

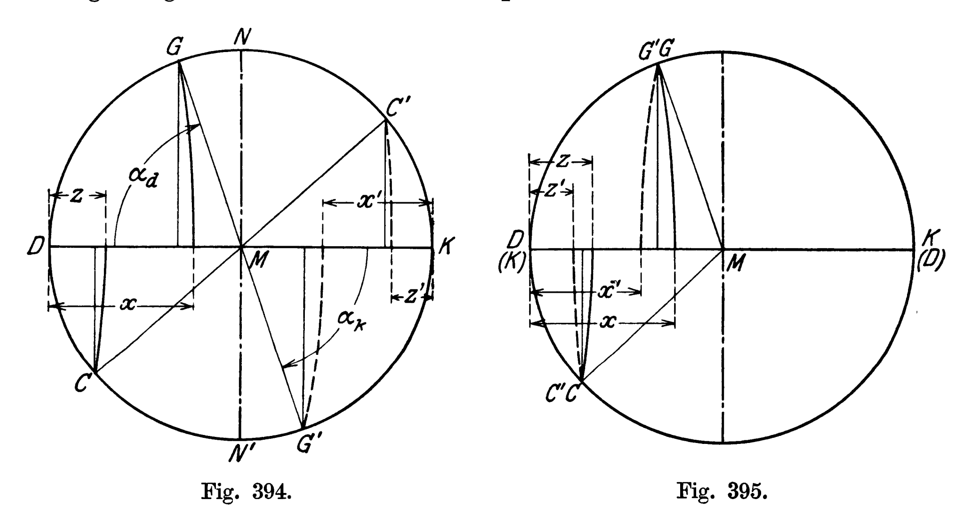


Fig. 394. Fig. 395.

räume ermittelt, auch sonst sind in dem vorliegenden Werk die Ungleichheiten auf beiden Kolbenseiten mehrfach ausgehend von den beiden wahren Totlagen betrachtet, so z. B. in Art. 444 und 445. Auch die

[1]) Es besteht dieser Unterschied in der Zählung der Winkel und Kolbenwege zwischen einfach wirkenden und doppelt wirkenden Maschinen nur bezüglich der Arbeitsvorgänge im Zylinder, eben weil bei doppelt wirkenden Maschinen zwei Volumennullpunkte vorhanden sind, nicht auch für andere Fälle, z. B. bei der Beschleunigungsfrage, bei welcher man auch für doppelt wirkende Maschinen die Winkel von dem gleichen Nullpunkt aus zählen kann (vgl. Anhang 8, Art. 1 am Schluß).

Auch der Begriff des Hin- und Rückganges bedarf einer Klarstellung für verschiedene Fälle: Es wird bei Betrachtung des Kurbelgetriebes allein allgemein der Gang von D nach K als Hingang, der umgekehrte als Rückgang bezeichnet.

Für einfach wirkende Maschinen und für die Deckelseite doppelt wirkender Maschinen stimmt diese Benennung auch für das Arbeitsdiagramm, nicht aber für die Kurbelseite. Denn man bezeichnet für die Durchlaufung des Arbeitsdiagramms allgemein diejenige Kolbenbewegung als Hingang, bei welcher sich das Volumen vergrößert und diejenige als Rückgang, bei welcher es sich verkleinert. Die Benennungen sind also für die Betrachtungen der Bewegungsvorgänge des Kurbelgetriebes die entgegengesetzten wie die bei der Betrachtung der Arbeitsvorgänge auf der Kurbelseite, ein Unterschied, der meist übersehen wird und zu Unklarheiten führen kann.

Dampfdiagramme werden, wenn sie für beide Kolbenseiten dargestellt werden, stets entgegengesetzt liegend aufgetragen.

Für die Untersuchungen über den Stangenlängenausgleich kommt jedoch noch ein anderes Verfahren in Betracht, das am besten folgendermaßen gedeutet wird: Man faßt den Kurbelkreis nach Art. 4 auf als zwei übereinander gelagerte Kreise, von denen der eine ausgehend von D, der andere ausgehend von K im Sinne der Drehung der Maschine je ganz durchlaufen wird.

Um eine Darstellung zu erhalten, welche die Ungleichheiten auf der Kurbel- und Deckelseite augenfällig in Erscheinung treten läßt, denke man sich den Kurbelkreis der Kurbelseite nebst der zugehörigen Kolbenweglinie und allen betrachteten Projektionsbögen um 180° gedreht. Es fallen dann die beiden Nullpunkte der hin und her beschriebenen Weglinien zusammen; auch die Volumennullpunkte liegen auf derselben Seite und fallen zusammen, wenn die schädlichen Räume auf der Kurbel- und Deckelseite einander gleich sind.

In Fig. 394 ist G der Abschlußpunkt des Einlasses, C derjenige des Auslasses auf dem Kurbelkreis der Deckelseite; G' und C' sind die entsprechenden Abschlußpunkte auf dem Kurbelkreis der Kurbelseite vor der Drehung. Es ist hier (nur vorläufig) angenommen, daß ein symmetrisch schwingendes und symmetrisch eingestelltes Steuerungsgetriebe angewandt wird; dann liegen sich G und G' sowie C und C' paarweise diametral gegenüber und die Winkel α_d und α_k sind z. B. für den Einlaßabschluß einander gleich (Anhang 21, Art. 5). Die Fußpunkte der Projektionsbögen liefern die Kolbenwege x und x' sowie z und z' gemessen von den beiden Anfangstotpunkten. D und K der Deckelseite bzw. der Kurbelseite. Die Projektionsbögen der Kurbelseite sind hier wie auch in den Figuren nach erfolgter Drehung gestrichelt. Des Vergleichs halber sind auch die geradlinigen Projektionen der betrachteten Kurbelkreispunkte für unendliche Pleuelstangenlänge überall eingezeichnet.

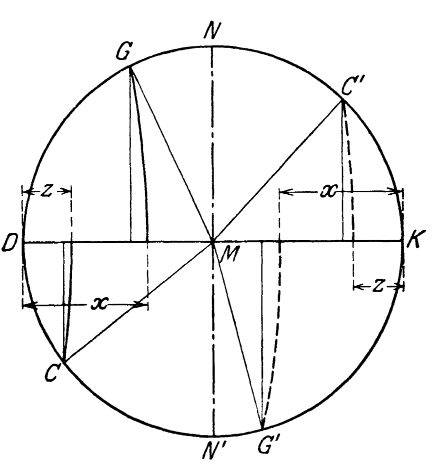


Fig. 396.

Fig. 395 zeigt die Verhältnisse nach der Drehung des Kurbelkreises der Kurbelseite. Die eingeklammerten Bezeichnungen (D) und (K) beziehen sich auf die gedrehte Kolbenweglinie der Kurbelseite. Der Unterschied der Kolbenwege tritt hier ganz besonders deutlich in Erscheinung.

Man erkennt ferner, daß man durch geradlinige Projektion des Punktes GG' auf die Kolbenweglinie einen Mittelwert der Füllungswege auf der Kurbel- und Deckelseite erhält. Das gleiche gilt bezüglich des Punktes CC' für die Kompressionswege (vgl. Anhang 21, Art. 30). Im Haupttext ist dies Vergleichsverfahren mehrfach benutzt, so z. B. in Fig. **133** S. **149** für die Kompression und in Fig. 1 für die Vorausströmung.

6. Wenn man für gleiche Kolbenwege x und x' auf der Kurbel- und Deckelseite die ungleichen Kurbelwinkel zunächst nach dem Verfahren mit der wahren Lage der Anfangstotlagen bestimmt, erhält man Fig. **396**,

in welcher die gleichen Wege die gleiche Bezeichnung x bzw. z erhalten haben. Aus ihr entsteht die Fig. 397 durch Drehung des Kurbelkreises der Kurbelseite um 180°. DMG und $(K)MG'$ sind die beiden Füllungswinkel für vollständigen Füllungsausgleich (vgl. auch die Winkel im unteren Halbkreis für den Kompressionsausgleich).

Auch hier erhält man eine Art Mittelwert für die beiden Winkel, wenn man in dem fraglichen Punkt der Kolbenweglinie ein Lot errichtet.

Das Verfahren der Drehung des Kurbelkreises der einen Kolbenseite um 180° kann aber auch für jede beliebige Ungleichheit der Kolbenwege und zugehörigen Kurbelwinkel angewandt werden. Es eignet sich in dieser Form besonders für die Beurteilung des teilweisen Füllungsausgleichs, bei dem sich dann die beiden Projektionsbögen überschneiden (vgl. Fig. 138, S. 157, oberer Halbkreis).

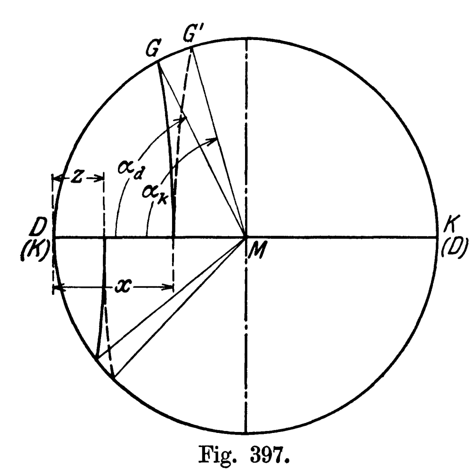


Fig. 397.

Für die Untersuchung unausgeglichener Steuerungen (weniger für den Entwurf des Ausgleichs) kann man das Verfahren der Drehung des Kurbelkreises der einen Kolbenseite um 180° auch in Verbindung mit dem Distanzbogenverfahren anwenden. Es erscheinen dann an dem einen Ende der Kolbenweglinie zwei Distanzbögen entgegengesetzter Krümmung mit der Pleuelstangenlänge als Radius.

7. Folgende **Mittel zur Erreichung des Stangenlängenausgleichs** kommen, wenn man zunächst die Steuerungen mit hintereinander geschaltetem Einlaßorganen (Doppelschiebersteuerungen) und die Ausklinksteuerungen ausscheidet, in Betracht:

1. Die Anwendung gesonderter Exzenter für die Kurbel- und Deckelseite.
2. Bei gemeinsamem Exzenter für beide Seiten.
   a) Die Anwendung ungleicher Überdeckungen für beide Kolbenseiten, jedoch als unvollkommene Form (vgl. Art. 24).
   b) Die Anwendung eines Exzentergetriebes mit geschränkter Schubrichtung und sehr kurzer Exzenterstange.

Bei Doppelschiebersteuerungen ist ein vollkommener Füllungsausgleich durch ungleiche Überdeckung des Expansionsschiebers ohne Beeinträchtigung der Voreinströmungsverhältnisse möglich und allgemein gebräuchlich.

Bei Ausklinksteuerungen werden entweder getrennte Exzenter für Kurbel- und Deckelseite angewandt (üblich bei Ausklinkventilsteuerungen), oder es werden bei gemeinsamem Exzenter die Anschläge der beiden getrennten Einlaßorgane derart ungleich angeordnet oder eingestellt, daß sich damit der Füllungsausgleich ergibt (üblich bei Corlißsteuerungen).

Der Ausgleich bei Doppelschiebersteuerungen und bei Ausklinksteuerungen ist so einfach durchführbar, daß er einer näheren Erläuterung nicht bedarf.

Erwähnt sei noch, daß bei Kulissensteuerungen ein eigenartiger Füllungsausgleich durch planmäßiges Springen des Kulissensteines möglich

ist. Hierüber finden sich Andeutungen in des Verfassers Werk „Geometrie und Maßbestimmung der Kulissensteuerungen“, Berlin 1916, Art. 253 bis 259.

8. Die vorstehend aufgeführten Mittel zur Herbeiführung des Ausgleichs gelten zunächst nur für Steuerungen mit unveränderlicher Füllung. Für Steuerungen mit veränderlicher Füllung ist der Ausgleich für eine Füllung stets in gleicher Weise und in gleicher Vollkommenheit oder Unvollkommenheit durchführbar wie bei fester Füllung.

Es ist jedoch in der Regel noch möglich, den Ausgleich bei einer zweiten, von der ersten ziemlich stark verschiedenen Füllung durchzuführen. Wenn das erreicht wird, werden sich auch für alle anderen Füllungen erträgliche Ausgleichsverhältnisse ergeben.

Bei Doppelschiebersteuerungen mit Veränderung der Füllung durch Verstellung der Überdeckung läßt sich vollkommener Füllungsausgleich für eine zweite Füllung dadurch erreichen, daß man bei der Ridersteuerung den abschneidenden Kanten des Expansionsschiebers für die Kurbel- und Deckelseite ungleiche Neigung gibt, bei der Meyersteuerung dadurch, daß man den Schrauben für die Verstellung der Expansionsplatte ungleiche Steigung gibt.

Ausgleich bei getrennten Exzentern.

9. Es möge mit dem Ausgleich durch Anwendung getrennter Exzenter für die Kurbel- und Deckelseite begonnen werden. Er ist zwar der konstruktiv umständlichste, gestattet aber wegen der großen Zahl frei bestimmbarer Größen am ehesten eine systematische Entwicklung.

Sein Anwendungsgebiet sind die Ventilsteuerungen mit besonderer Steuerwelle (vgl. Art. 386). Der Ausgleich werde hier für eine Schiebersteuerung entwickelt. Die Ergebnisse sind dann gemäß Art. 416 bis 420 und 467 bis 472 auf Ventilsteuerungen zu übertragen.

Wenn man als das erstrebenswerte Ziel die Erreichung paarweise gleicher Kolbenwege auf der Deckel- und Kurbelseite für alle vier Steuerphasen ansieht (die Berechtigung dieser in der Literatur meist aufgestellten Forderung wird bezüglich der Vorausströmung und Voreinströmung weiter unten in Frage gestellt werden) und für die gleichen Kolbenstellungen die zugehörigen Kurbelstellungen aufsucht (Fig. 398), so findet man, indem man die zusammengehörigen Öffnungspunkte und Abschlußpunkte miteinander verbindet, vier Deckungslinien von verschiedener Richtung und verschiedenem Abstand von der Mitte. Das ist für den normalen Steuerungsantrieb mit zentraler (d. h. durch die Wellenmitte gehender) Schubrichtung gleichbedeutend mit der Notwendigkeit von vier Exzentern mit verschiedenem Voreilwinkel und vier Steuerorganen mit verschiedenem Deckungsverhältnis $\frac{e}{r}$ bzw. $\frac{i}{r}$.

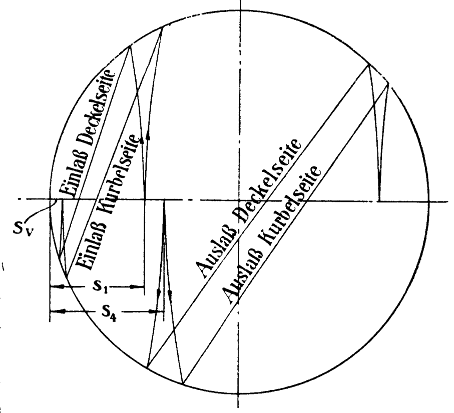


Fig. 398.

Die Exzentrizitäten r brauchten zur Erfüllung der Forderung des Abschlusses in den gewollten Kolbenstellungen nicht verschieden zu sein. Wenn man jedoch noch die weitere Forderung stellt, daß die freigegebenen Strömungsquerschnitte und die Drosselwege gleich werden, ergibt eine getrennt durchgeführte Maßstabsbestimmung (nach Art. 346 bis 349, 369, 373, 374, 388) auch vier verschiedene Exzentrizitäten.

10. Bevor der Fall weiter behandelt wird, müssen die üblichen Forderungen bezüglich der Gleichheit der Dampfverteilung einer Kritik unterzogen werden. Die Frage hat zwar allgemeine Bedeutung, doch mag sie hier behandelt werden, da bei der vorliegenden Steuerungsart infolge ihrer großen Anpassungsfähigkeit Gefahr besteht, daß die üblichen fehlerhaften Grundsätze auf sie angewandt werden.

Daß man die Gleichheit der Füllung für die Kurbel- und Deckelseite erstrebt, ist, abgesehen von einigen weiter unten (Art. 72) noch zu besprechenden Ausnahmen, korrekt; das gleiche gilt bezüglich der Kompressionswege. Dagegen entbehrt die Forderung paarweise gleicher Kolbenwege auf der Deckelseite und Kurbelseite für das Voröffnen (Vorausströmung und Voreinströmung) jeder Berechtigung. Diese Forderung sucht nur die Folgen einer anderen, viel wichtigeren Forderung zu beseitigen und verletzt dabei in gröblicher Weise diese Forderung selbst. Um das einzusehen, muß man sich den Zweck der Vorausströmung und Voreinströmung noch einmal klarmachen.

Durch die Vorausströmung soll nach Anhang 20

1. dem Dampf Zeit gelassen werden, abzufließen, so daß beim Hubwechsel der Dampfdruck annähernd bis auf den Ausschubgegendruck p_3 gesunken ist und

2. den Steuerorganen Zeit gelassen werden, die nötigen Öffnungen herzustellen.

Es handelt sich hier also um die Forderungen gewisser Zeiten, nicht gewisser Kolbenwege, zur Erfüllung der Bedingung richtigen Dampfabflusses. Zeiten werden aber bei der annähernd gleichförmigen Drehgeschwindigkeit der Welle durch Kurbelwinkel, nicht durch Kolbenwege gemessen. Es ist also falsch, für die Vorausströmung den Ausgleich anzustreben, weil man damit entweder zu knappe Abströmzeiten für die Kurbelseite oder zu reichliche für die Deckelseite erhält. Ist der Vorausströmungswinkel für die Kurbelseite richtig getroffen, so ergibt sich, wenn man aus dem zugehörigen Kolbenweg den Kurbelwinkel für die Deckelseite ableitet, für diese ein erheblich größerer Winkel als erforderlich, so daß der Dampf vorzeitig abfließt. Man verzichtet damit ohne Grund auf einen Teil der Arbeitsfläche des deckelseitigen Diagramms.

Die Forderung vollkommener Identität der Diagramme ist eine willkürliche und wird bei gleichen Vorausströmungskolbenwegen ebenfalls nicht erfüllt, weil die Zeit für die Abströmung auf der Deckelseite größer ist und daher im Dampfdiagramm die Ausströmungslinie auf der Deckelseite stärker abfallen wird.

11. Fast genau dasselbe wie für die Vorausströmung gilt für die Voreinströmung. Auch hier muß eine gewisse Zeit für das Anfüllen des schädlichen Raumes mit Frischdampf und für die Herstellung ausreichender Strömungsquerschnitte bis zum Hubwechsel verlangt werden. Es hat also gar keinen Sinn, für Deckel- und Kurbelseite gleiche Voreinströmungskolbenwege zu erstreben.

Im Zweifel könnte man vielleicht sein, ob es nicht richtiger ist, statt gleicher Voröffnungswinkel gleiches lineares Voröffnen auf der Kurbel- und Deckelseite zu fordern. Wenn der Voröffnungswinkel gleich, die Überdeckungen verschieden sind, ergibt sich für die Seite mit der größeren Überdeckung im Totpunkt eine etwas kleinere Öffnungsweite, so daß trotz der gleichen Zeit für das Überströmen die durchgelassenen Dampfmengen etwas verschieden sein werden. Wenn dagegen das lineare Voröffnen auf beiden Seiten gleich gemacht wird (was im Reuleauxdiagramm dadurch erreicht wird, daß man mit dem gewünschten linearen Voröffnen um den Totpunkt des Diagramms einen Kreis schlägt und die Deckungslinien diesen Kreis tangieren läßt), so ergeben sich etwas verschiedene Voröffnungswinkel, also auch verschiedene Voröffnungszeiten.

Das theoretisch Richtige liegt also zwischen beiden Forderungen. Die Abweichung von der für die weitere Behandlung gewählten Forderung gleicher Voröffnungswinkel ist sehr gering und ist wegen der Unsicherheit in den Regeln über das zweckmäßige Voröffnen fast bedeutungslos.

12. Für die Vierexzentersteuerung wird man hiernach die Bestimmung der Steuerungsgrößen nach Fig. 399 durchführen, d. h. für die Vorausströmung und Voreinströmung von einem bestimmten, für Deckel- und Kurbelseite gleichen Winkel (Punkt Y und V) ausgehen und nur für die Füllung und die Kompression den Bogenschlag ausführen. Man kommt damit auf Verhältnisse, welche von denen der Fig. 398 wesentlich abweichen.

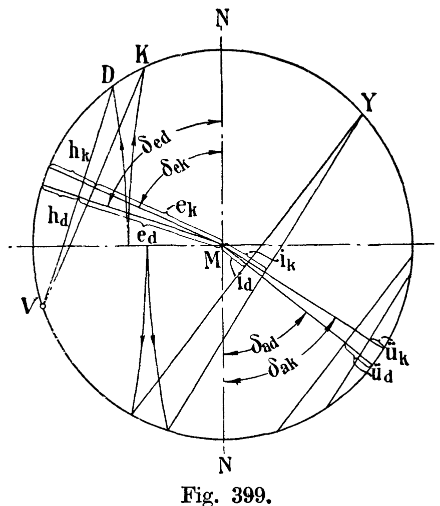


Fig. 399.

Der Unterschied der Öffnungsweiten h_d und h_k wird kleiner als bei parallelen Deckungslinien, wodurch die im nächsten Artikel besprochenen Schwierigkeiten gemildert werden. Die Forderung gleichen linearen Voröffnens auf beiden Zylinderseiten ergibt noch etwas kleinere Unterschiede in den Öffnungsweiten als die Forderung gleicher Voreinströmungswinkel, indem sich die beiden Deckungslinien etwas überschneiden.

13. Wenn man die Fig. 399 als das vorläufige Diagramm für alle vier Exzenter ansieht, so wird man für jeden der vier Antriebe eine besondere Maßstabsbestimmung durchführen können. Die vier Voreilwinkel und die vier Verhältnisse der Überdeckungen zu den zugehörigen (vorerst in gleicher Größe dargestellten) Exzentrizitäten sind endgültig durch das Diagramm Fig. 399 festgestellt.

Die Maßstabsbestimmung, die zunächst für eine Vierschiebersteuerung, aus der später die Vierventilsteuerung abzuleiten ist, durchgeführt gedacht werden möge, führt auf vier verschieden große Exzentrizitäten (vgl. Haupttext, Art. 368 bis 395).

Die Figur zeigt, daß die Öffnungsweiten beim Einlaß für gleich große Einlaßexzenter außerordentlich verschieden ausfallen, und zwar in dem

Sinne, daß die Öffnungsweite h_d auf der Deckelseite erheblich kleiner ist als die Öffnungsweite h_k auf der Kurbelseite.

Auf der Deckelseite ist aber gleichzeitig auch die durch den Bogen *VD* darstellbare Öffnungsdauer kleiner als auf der Kurbelseite mit dem Bogen *VK*. Beide Umstände wirken aber auf stärkere Drosselung auf der Deckelseite. Der Unterschied zwischen ideeller und Abschlußfüllung (vgl. Anhang 14, insbesondere Art. 2) ist aber um so größer, je stärker die Drosselung ist. Die ideelle Füllung, welche ein ungefähres Maß für **das eingetretene Dampfgewicht ist,** wird also **auf der Deckelseite bei beiderseits gleich großen Exzenter kleiner als auf der Kurbelseite.** Das Dampfgewicht ist aber bei den im übrigen nahezu gleichen Verhältnissen auf beiden Seiten ausschlaggebend für die geleistete Arbeit. Die Arbeiten auf beiden Seiten werden also trotz des geometrisch korrekten Ausgleichs verschieden, unter Umständen sogar ziemlich stark verschieden ausfallen. Auf sie kommt es aber an; denn der Hauptzweck des Füllungsausgleichs ist die Gleichmachung der Arbeiten auf beiden Kolbenseiten.

14. Da die Drosselung auf der Deckelseite die größere ist und bei unausgeglichener Steuerung die Drosselung auf beiden Seiten gleich, die Füllung auf der Deckelseite aber die größere ist, so bedeutet der vollständige geometrische Ausgleich einen Überausgleich hinsichtlich der Arbeiten, indem die bei fehlendem Ausgleich stärkere Deckelseite durch den Ausgleich zur schwächeren wird.

Unter vollständigem geometrischen Ausgleich für die Füllung ist nach der voraufgegangenen Entwicklung die Gleichmachung der Füllungswege auf der Kurbel- und Deckelseite zu verstehen. Es folgt hieraus:

1. Der vollständige geometrische Ausgleich ergibt bei gleich großer Exzentrizität[1]) und der üblichen großen Exzenterstangenlänge[2]) Überausgleich für die Arbeiten.

2. Der vollständige geometrische Ausgleich hat nur dann Sinn, wenn gleichzeitig für gleiche Drosselung auf beiden Seiten durch verschieden große Exzentrizitäten oder in anderer geeigneter Weise gesorgt ist.

3. Ein nur teilweiser geometrischer Ausgleich ist bei gleich großen Exzentern oder identischem Exzenter nicht als ein Notbehelf, sondern als die beste Lösung für Erreichung des Arbeitsausgleiches anzusehen.

Diese Grundsätze sind in der sonstigen Literatur kaum beachtet. Es gilt dort ziemlich allgemein als das Erstrebenswerte, den vollständigen geometrischen Ausgleich zu erreichen, und es besteht die weitverbreitete Ansicht, daß der teilweise Ausgleich nur ein Notbehelf ist.

15. Wenn man auf beiden Seiten gleiche Öffnungsweiten erzielen will, kann man die Exzentrizität der Deckelseite im Verhältnis h_k zu h_d größer machen als auf der Kurbelseite, wobei natürlich die Überdeckung im gleichen Verhältnis zu vergrößern ist.

Durch die Öffnungs w e i t e allein ist aber die Gleichheit der Drosselung noch nicht erreicht, da die Öffnungs z e i t e n noch verschieden sind. An den

[1]) Wenn für beide Einlaßsteuerungen gleich große oder dasselbe Exzenter benutzt werden, aber für die Bewegungsübertragung verschieden große Übersetzungen eingeschaltet sind, so ist das im Sinne des obigen Leitsatzes ein Antrieb mit ungleichen Exzentrizitäten.

[2]) Es wird weiter unten gezeigt werden, daß sich mit ganz kurzer Exzenterstange bei ausgeglichenen Steuerungen mit nur einem Exzenter auf beiden Seiten gleiche Öffnungsweiten erzielen lassen (Art. 33, 44 bis 47, 52); deshalb mußte der vorstehende Vorbehalt gemacht werden.

Öffnungszeiten läßt sich aber nichts ändern, wenn der geometrische Ausgleich erhalten bleiben soll. Man muß also die Ungleichheit der Öffnungszeiten durch eine weitere Vergrößerung der Öffnungsweite auf der Deckelseite ausgleichen.

Ob das genau im umgekehrten Verhältnis der Öffnungszeiten zu geschehen hat, mag fraglich sein, annähernd wird es jedenfalls zutreffen. Statt des Verhältnisses der Winkel, welche die Zeit ausdrücken, oder der Bogen mag für Überschlagsrechnungen das Verhältnis der Sehnenlängen der Öffnungssicheln eingeführt werden.

Das Verfahren ist im Haupttext Art. 388 bis 389 zahlenmäßig für die Einzylindermaschine durchgeführt. Es zeigt sich dort, daß die Exzentrizitäten sehr ungleich werden, so daß schließlich davon abgesehen ist, den vollständigen geometrischen Ausgleich durchzuführen.

16. Wenn man zu dem teilweisen geometrischen Ausgleich übergeht, um dadurch vollständigen Arbeitsausgleich bei ungleicher Drosselung auf beiden Seiten zu erreichen, so entsteht die Frage: Welches Maß Δt der Ungleichheit der Abschlußfüllung ist dafür einzuführen? Die Vorgänge sind derart verwickelt, daß die Beantwortung auf Grund systematischer Entwicklungen kaum möglich ist; man wird sich mit einer gefühlsmäßigen Wahl von Δt begnügen müssen, wird dabei aber die verschiedenen, auf ein größeres oder kleineres Δt wirkenden, in den besonderen Fällen ungleich stark hervortretenden Umstände gemäß Art. 17 bis 20 zu berücksichtigen haben.

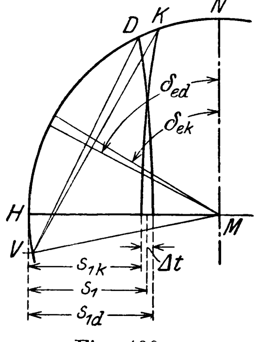


Fig. 400.

17. In Fig. 400 ist gezeigt, wie sich die Verhältnisse für teilweisen geometrischen Ausgleich gestalten, und zwar für den Fall beiderseits gleicher Voreinströmungswinkel.

Man wird ausgehend von der bei Voraussetzung unendlich langer Pleuelstange gewollten Abschlußfüllung um den Betrag $\frac{1}{2}\Delta t$ nach rechts und links gehen und die beiden Projektionsbogen mit der Pleuelstangenlänge aufwärts schlagen. Die Schnittpunkte mit dem Kurbelkreis liefern die Endpunkte der Deckungslinien.

Die Verzeichnung der Deckungslinien läßt schon ein Bild der gegenüber dem vollständigen geometrischen Ausgleich geänderten Drosselungsverhältnisse gewinnen: Der Unterschied in den Öffnungsweiten sowohl wie auch in den Öffnungszeiten ist weniger groß, und man erkennt die Möglichkeit, die etwas größere Abschlußfüllung der Deckelseite durch die größere Drosselung auf derselben Seite bei angemessener Wahl von Δt für die Gleichheit der Arbeiten gerade auszugleichen.

18. Für die Wahl von Δt wird man zu unterscheiden haben, ob man die Exzenter beider Seiten gleich groß machen will oder ob man das Exzenter der Deckelseite wenigstens etwas größer machen will als das der Kurbelseite. Im letzteren Falle wird Δt verhältnismäßig klein sein müssen, auch wird die Schätzung weniger unsicher sein als bei gleich großen Exzentern oder identischem Exzenter[1]). In der zahlenmäßgen Behandlung der Sache im Haupttext Art. 390 bis 393 sind ungleich große Exzenter gewählt.

[1]) Identische Exzenter liegen vor, wenn die Einlässe beider Zylinderseiten von demselben Exzenter ohne Übersetzung oder mit gleicher Übersetzung angetrieben werden.

19. Einen beträchtlichen Einfluß auf die Größenwahl von Δt hat die mehr oder weniger große Knappheit der Querschnitte der Steuerung auf beiden Seiten. Wenn die Drosselung schon an sich groß ist, machen Unterschiede in der Drosselung auf beiden Seiten viel mehr aus als bei weniger starker Drosselung, d. h. bei knappen Querschnitten ist Δt größer zu wählen als bei großen, oder mit anderen Worten, der geometrische Ausgleich braucht bei knappen Querschnitten nicht so weit getrieben zu werden als bei reichlichen Querschnitten. Die Sache ist im Haupttext Art. 391 bis 394 ausführlich behandelt (vgl. a. Art. 578 bis 580).

20. Wenn man die Wahl des Füllungsunterschiedes Δt nicht ganz richtig getroffen hat und dies sich bei den aufgenommenen Indikatordiagrammen herausstellt, kann bei Ventilsteuerungen, bei welchen allein der Antrieb der Einlaßorgane durch gesonderte Exzenter vorkommt, leicht eine nachträgliche Korrektur durch kleine Verstellung der Längen des Steuerungsgestänges vorgenommen werden. Das Gestänge besitzt ohnehin für die erste Einregulierung Schraubenverstellungen, die dann auch dem Zwecke einer solchen Nachregulierung dienen können.

Diese Nachregulierung kommt einer nachträglichen Veränderung der Überdeckungen gleich. Es tritt also auch eine kleine Veränderung der Voreinströmungswinkel ein. Der Füllungsausgleich durch ungleiche Überdeckung ist weiter unten als nicht vollwertig bezeichnet. Das gilt aber nur für starke Ungleichheiten bei parallelen Deckungslinien. Die kleinen Korrekturen bei anders geartetem Ausgleich sind ohne merklichen Nachteil ohne weiteres zulässig.

21. Die vorstehenden Erörterungen gelten zunächst für Steuerungen mit unveränderlicher Füllung, also z. B. für Verhältnisse, wie sie bei Niederdruckzylindern von Verbundmaschinen mit Ventilsteuerungen vorliegen. Schwieriger und nicht für alle Füllungen erreichbar ist der Ausgleich bei Steuerungen für veränderliche Füllung mit zwei Stellexzentern, d. h. der heute gebräuchlichsten Ventilreguliersteuerung. Man wird sich im allgemeinen damit begnügen müssen, für zwei Füllungen den Ausgleich zu erreichen; dann wird für Füllungen, die zwischen diesen beiden Füllungen liegen, der Ausgleich auch ziemlich befriedigend sein.

22. Sehr einfach gestaltet sich der Ausgleich für den Auslaß bei zwei getrennten Exzentern. Die Schwierigkeiten mit der ungleichen Drosselung bei vollständigem geometrischen Ausgleich treten nicht auf, weil im allgemeinen Überlaufen stattfindet.

Wenn man die beiden Auslaßexzenter gleich groß macht, wird das Überlaufen verschieden groß, was im allgemeinen belanglos ist. Man kann, wenn der Unterschied zu groß ist, die Auslaßexzenter auch verschieden groß machen (Haupttext Art. 395).

Stangenlängenausgleich bei gemeinsamem Exzenter für beide Zylinderseiten bei zentraler Schubrichtung.

23. Wenn Kurbelseite und Deckelseite von demselben Exzenter gesteuert werden und das normale Exzentergetriebe mit zentraler Schubrichtung verwendet wird, so kann (gleichviel, ob Auslaß und Einlaß wie beim Muschelschieber von demselben Exzenter oder je durch ein besonderes Exzenter gesteuert wird) der Ausgleich nur in der Anwendung ungleicher Überdeckungen bestehen.

Um die Ungleichheit der Überdeckung zu bestimmen, welche für die Füllung vollständigen geometrischen Ausgleich ergibt, entwirft man zunächst das Steuerungsdiagramm für unendliche Pleuelstangenlänge mit einem Voreinströmungswinkel ε, der etwas größer zu wählen ist als bei unausgeglichener Steuerung, und stellt damit schon die Richtung des Diagrammexzenters MB Fig. 401 mit $\delta_d = \delta_k$ endgültig fest.

Dann schlägt man, ausgehend von dem Punkt E, der durch den gewollten, für beide Kolbenseiten gleichen Füllungsweg s_1 bestimmt ist, die Projektionsbögen aufwärts. Sie schneiden den Steuerungskreis in den Punkten D und K. Von ihnen aus zieht man die Senkrechten KV_k und DV_d zum Diagrammexzenter MB, welche die beiden Deckungslinien darstellen, und erhält den Unterschied der Überdeckungen im Maßstab des Exzenterkreises und die beiden ungleichen Voreinströmungswinkel ε_d und ε_k.

Man kann auch so vorgehen, daß man, ohne auf das Diagramm mit unendlicher Pleuelstangenlänge zurückzugreifen, nach Anhang 21, Art. 33 sofort dasjenige der Deckelseite mit endlicher Stangenlänge, ausgehend von dem Punkte E, unter Annahme des zulässig kleinsten Voreinströmungswinkels ε_d konstruiert und, indem man $V_d D$ zieht und die Senkrechte auf $V_d D$ von M aus fällt, den auch für die Kurbelseite geltenden Voreilwinkel δ_{ed} findet. Die Parallele zu DV_d, durch K gezogen, liefert die Überdeckung e_k und den Voreinströmungswinkel ε_k auf der Kurbelseite.

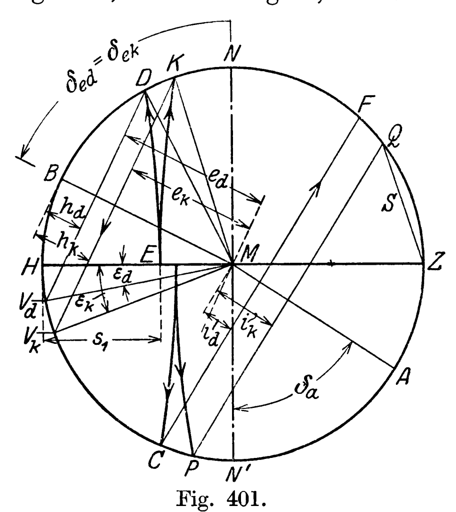


Fig. 401.

24. Man erkennt, daß die Voreinströmungswinkel ε_d und ε_k sehr verschieden werden, ebenso die Öffnungsweiten h_d und h_k. Die große Ungleichheit der Voreinströmungswinkel ist mit nicht unbedeutenden Nachteilen verknüpft; zwar ist der unmittelbar aus dem Diagramm ersehbare Flächenverlust durch das zu frühe Einströmen auf der Kurbelseite, wenn für ε_d der zulässig kleinste Wert gewählt wird, nicht allzu groß, aber die Vergrößerung der mittelbaren Verluste durch vermehrten inneren Wärmeaustausch kann bedeutsam werden, so daß sie den Gewinn durch Füllungsausgleich weit übertrifft. Auch für den ruhigen Gang der Maschine ist der übermäßig große Voreinströmungswinkel auf der Kurbelseite sehr ungünstig[1]).

25. Der vollständige geometrische Ausgleich ergibt auch hier, ähnlich wie bei dem Ausgleich mit getrennten Exzentern, infolge der stärkeren Drosselung Überausgleich für die Arbeiten, der um so größer ist, je knapper die Steuerungsquerschnitte, welche der Schieber freigibt, sind. Der Unterschied in der Drosselung ist, wie ohne weiteres aus der Figur hervorgeht, viel größer als bei dem Ausgleich mit getrennten Exzentern und gleichem Voreinströmungswinkel. Daher ist auch der Betrag Δt, der erforderlich ist, um den Überausgleich der Arbeit zu vermeiden, größer als dort.

[1]) Die Frage des Füllungsausgleichs durch ungleiche Überdeckung ist in dem am Schluß des Art. 7 genannten Werk des Verf. in Art. 241 ff. ausführlich behandelt.

Der Ausgleich der Arbeiten, auf den es auch hier wieder ankommt, verlangt also, besonders bei knappen Steuerungsquerschnitten, einen wesentlich kleineren Unterschied in den Überdeckungen als der geometrische, womit denn auch die Voreinströmungswinkel auf beiden Seiten weniger verschieden werden (Fig. 402).

Fig. 402.

Die Ungleichheiten in der Voreinströmung bleiben aber immer noch so groß, daß ihre Nachteile durch den Vorteil des erreichten Ausgleichs der Arbeiten (der übrigens oft überschätzt wird, vgl. Art. 72) nicht ausgeglichen wird. Kleine Ungleichheiten in der Voreinströmung sind ohne nennenswerten Nachteil, so daß ein ganz beschränkter teilweiser Arbeitsausgleich durch ungleiche Überdeckung bei unveränderlichen Steuerungen unter Umständen gerechtfertigt sein kann.

26. Bei Steuerungen für veränderliche Füllung (mit Ausnahme der Doppelschiebersteuerungen mit ungleicher Überdeckung des Expansionsschiebers, vgl. Art. 7 u. 8) hat der Füllungsausgleich durch ungleiche Überdeckungen noch einen anderen erheblichen Nachteil: Der Ausgleich, der etwa für Normalfüllung erreicht ist, geht bei kleinen Füllungen ganz verloren, derart, daß die Ungleichheiten viel größer werden als bei beiderseits gleicher Überdeckung.

Die Veränderungen, welche die Füllungsverhältnisse und vor allem die Öffnungsweitenverhältnisse bei langer, zentral geführter Exzenterstange und Ausgleich durch Überdeckung erfahren, treten besonders deutlich in der in Fig. 403 dargestellten Form des Steuerungsdiagramms von Müller-Seemann (vgl. Anhang 21, Art. 63 bis 67) hervor.

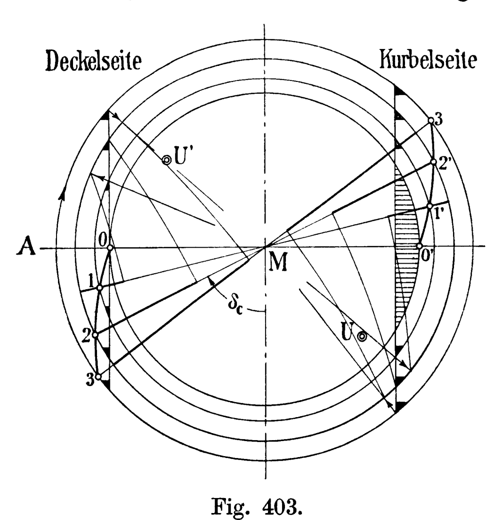


Fig. 403.

In der Figur sind, abweichend von dem sonstigen Brauch, die beiden Seiten des Diagramms zur getrennten Darstellung der Steuerungsvorgänge des Einlasses auf den beiden Kolbenseiten benutzt. Die Diagrammscheitellinie ist zu dem Zweck diametral übertragen.

Die Füllungswege sind durch Bogenprojektion gefunden und stark ausgezogen; der Exzenterkreis 2 ist als Kurbelkreis benutzt. Für die Füllung 2 ist, wie man sich durch Nachmessen der stark ausgezogenen Längen überzeugen kann, Füllungsausgleich erzielt. Die Scheitellinie ist nicht ganz ohne Willkür, aber doch für die vorliegende Betrachtung zweckmäßig, auf der Deckelseite so gewählt, daß sie bei dem Voreilwinkel 90° in den Deckungskreis im Punkte 0 einläuft (vgl. Anhang 21, Art. 78 bis 80).

Man erkennt, daß mit Erreichung der absoluten Nullfüllung auf der Deckelseite das Steuerorgan auf der Kurbelseite noch weit geöffnet wird und eine namhafte Füllung ergibt. Die Arbeitsverteilung wird bei ab-

nehmender Füllung, trotz des bei der normalen Füllung bestehenden Ausgleichs, so ungleich, daß man besser tut, bei Steuerungen für veränderliche Füllung und großer Exzenterstangenlänge von dem Füllungsausgleich durch verschiedene Überdeckung ganz abzusehen.

Bei den Kulissensteuerungen der Lokomotiven hält man bei der Einstellung der Steuerung peinlich auf genau gleiches lineares Voröffnen auf beiden Seiten und geht darin so weit, daß man bei der in kaltem Zustande stattfindenden Einstellung die Wärmedehnung, die beim Betrieb eintritt, durch kleine Ungleichheit in der Einstellung berücksichtigt.

27. Für den **Auslaß** ist der Ausgleich durch ungleiche innere Überdeckung zum Zwecke der Herbeiführung gleicher oder annähernd gleicher Kompression auf beiden Seiten eine durchaus zweckmäßige Form.

Die Voröffnungswinkel (Voraustrittswinkel) werden dabei zwar auch wie beim Eintritt stark verschieden, doch ist das ohne nennenswerten Nachteil, wenn man den Vorausströmungswinkel ZMQ Fig. 401 auf der ungünstiger dastehenden Kurbelseite so groß bemißt, daß er für die Abführung des Ausstoßdampfes sicher ausreicht. Der Vorausströmungswinkel auf der Deckelseite wird damit etwas größer, als er zu sein brauchte, so daß die Austrittslinie etwas zu schnell abfällt, doch ist der damit verbundene kleine Diagrammflächenverlust ganz belanglos im Vergleich zu dem Gewinn durch Innehaltung einer für richtig erkannten Kompression. Auch ein teilweiser Ausgleich kommt als Vermittlung zwischen beiden Rücksichten in Frage, wenn die Vorzüge einer bestimmten Kompression nicht stark überwiegen.

Bei Hochdruckzylindern von Verbundmaschinen wird man den Kompressionsausgleich schon deshalb einführen, damit die Kompression auf der Kurbelseite bei großen Leistungen und entsprechend hohem Aufnehmerdruck den Eintrittsdruck nicht überschreitet. Der Verlust durch vorzeitiges Vorausströmen auf der Deckelseite ist hier besonders geringfügig.

28. Der Gang bei Bestimmung der beiden Überdeckungen i_k und i_d für vollständigen Kompressionsausgleich ist mit Fig. 401 S. 559 folgender: Bogenschläge mit der Pleuelstangenlänge von dem durch den gewählten Kompressionsweg s_4 bestimmten Punkt der Kolbenweglinie aus, welche den Kurbelkreis in C und P schneiden. Bestimmung des Punktes Q durch die Sehnenlänge S nach Anhang 20 oder einem sonst geeigneten Verfahren zur Bestimmung der kleinsten zulässigen Vorausströmung. Verbindung von Q und P; Parallele zu PQ durch C. i_d und i_k sind die gesuchten Überdeckungen im Maßstab der Exzentrizität. Wenn das Diagramm in offenem Maßstab gezeichnet ist, wird durch die Konstruktion das Verhältnis $\frac{i_d}{r}$ und $\frac{i_k}{r}$ gefunden.

In Fig. 401 ist der Voreilwinkel des Auslasses unabhängig von dem des Einlasses ermittelt; damit sind also zwei Exzentergetriebe, je eines für Einlaß und für Auslaß, gefunden, von denen aber jedes Kurbel- und Deckelseite gemeinsam steuert. Wenn das Exzentergetriebe für Einlaß und Auslaß gemeinsam ist (Muschelschieber), zieht man CF und PQ senkrecht zu BM und prüft, ob ZQ nicht kleiner ist als das errechnete S.

29. *Der Ausgleich* durch ungleiche Überdeckung kann in vielen Fällen auch nachträglich an der fertigen Maschine vorgenommen werden, nämlich dann, wenn zwar der Antrieb für Kurbel- und Deckelseite gemein-

sam ist, die Schieber aber getrennt und durch Kuppelstangen, die mit Längeneinstellung versehen sind, mit dem Antrieb verbunden sind. Der Fall liegt z. B. vor bei den zwangläufig angetriebenen Auslaßschiebern der Corlißsteuerungen.

Auch wenn die Schieberkanten der Kurbel- und Deckelseite unveränderlich zusammenhängen, ist ein nachträglicher Ausgleich noch möglich, bei welchem dann aber die Summe der Überdeckungen unverändert bleibt. Dabei muß aber der Einlaßschieber vom Auslaßschieber getrennt sein, weil sonst eine Längenverstellung im gemeinsamen Antriebsgestänge, die etwa zur Erreichung des Kompressionsausgleichs vorgenommen wird, auch den Einlaß in ungewollter und unrichtiger Weise mit beeinflußt.

Beim Muschelschieber ist daher eine nachträgliche Herbeiführung des Ausgleichs durch Längeneinstellung nicht möglich. Wenn hier, wie es häufig geschieht, die Kompression ausgeglichen wird, die Füllung aus den oben angeführten Gründen nicht, muß schon bei der Konstruktion darauf Rücksicht genommen und die Überdeckung ungleich nach dem in Art. 28 erläuterten Verfahren bestimmt werden. Der in bezug auf den Einlaß symmetrische Schieber ist in bezug auf den Auslaß unsymmetrisch auszuführen.

Füllungsausgleich mit geschränkter Schubrichtung und kurzer Exzenterstange[1]).

30. Die durch die Überschrift gekennzeichnete Form des Füllungsausgleichs, welche nur ein Exzenter für den Einlaß beider Zylinderseiten erfordert und auch für veränderliche Füllung sehr vollkommen ist, ist schon seit längerer Zeit bekannt. Sie rührt von Doerfel her und ist von ihm mehrfach in seinen Konstruktionen angewandt.

Der Ausgleich ist aber sonst wenig gebräuchlich, was bei seinen ausgezeichneten Eigenschaften und seiner verhältnismäßig großen konstruktiven Einfachheit wundernehmen muß und wohl darauf zurückzuführen ist, daß es bei dem Mangel einer systematischen Entwicklung des Systems den Dampfmaschineningenieuren, welche an andere Steuerungsformen gewöhnt sind, schwer fällt, sich in die eigenartigen Zusammenhänge desselben hineinzudenken. Diesem Mangel sollte ein längerer Aufsatz in der dritten Auflage dieses Werkes abhelfen, in welchem auch eine Reihe von Vorschlägen über die zweckmäßige Wahl gewisser Grundgrößen für die Anwendung des Systems auf veränderliche Füllungen mittels Stellexzenter gemacht sind, die neben der Erreichung günstiger Verhältnisse für alle Füllungen eine einheitliche Entwurfsaufstellung gestatten.

Der Aufsatz hat in der vorliegenden Auflage, ohne an dem Grundsätzlichen des Entwurfsverfahrens etwas zu ändern, eine umfassende Neubearbeitung erfahren.

31. Auf dem Exzenterkreis $D'\,D''\,N\,K'\,K''$, Fig. 404, der in der durch den Pfeil angedeuteten Richtung durchlaufen werde, sei MD' diejenige Exzenterstellung, bei welcher die Öffnung des Steuerorgans auf der Deckelseite beginnt, MD'' diejenige, bei welcher sie beendet ist. Beiden gehört die gleiche Stellung des Steuerorgans und des geführten Exzenterstangenendpunktes zu. Schlägt man also mit der beliebig lang (jedoch verhältnismäßig kurz) gewählten Exzenterstangenlänge l Kreise um D' und D'', so

[1]) Dieser Abschnitt (Art. 30 bis 71) ist nur für Vorgeschrittene bestimmt.

findet man als Schnittpunkt D denjenigen Punkt der noch nicht bestimmten Führungsbahn des Exzenterstangenendpunktes, der von ihm bei diesen beiden Exzenterstellungen (zweimal während einer Umdrehung) durchlaufen wird, d. h. den **Deckungspunkt** der Deckelseite (vgl. Anhang 21, Art. 15 und Anhang 24, Art. 5). Wenn ebenso die Exzenterstellungen MK' und MK'' diejenigen sind, bei welchen die Öffnung des Steuerorgans auf der Kurbelseite beginnt und beendet ist, so findet man den Deckungspunkt der Kurbelseite als Schnittpunkt K der beiden mit der gleichen Exzenterstangenlänge aus K' und K'' geschlagenen Kreise. Den Bedingungen der Aufgabe ist also genügt, wenn die Führungsbahn die Punkte D und K enthält; sie kann sonst jede beliebige Form haben.

Man schlage noch die Kreise mit l um die gefundenen Deckungspunkte D und K. Sie gehen durch die Punkte D' und D'' bzw. $K'K''$ und mögen **Deckungslinien** genannt werden. Sie werden zweckmäßig noch besonders kenntlich gemacht, z. B. durch eine Ränderung auf der der Öffnung abgelegenen Seite oder durch Schraffierung der Öffnungssicheln in der Meßrichtung (Ränderung durch Strichelung vgl. Fig. 405, Schraffierung der Öffnungssicheln in der Meßrichtung vgl. Fig. ~~408)~~. 409).

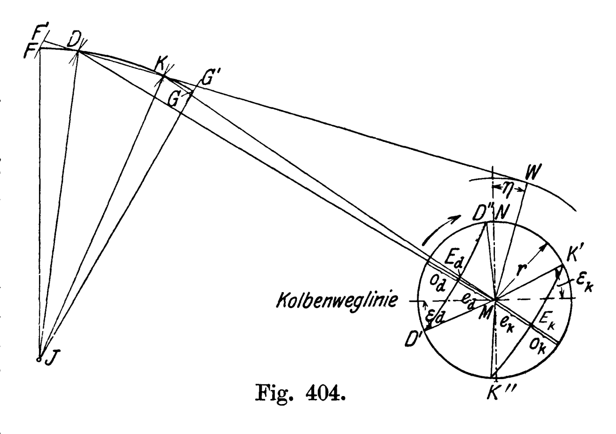


Fig. 404.

32. Durch die beiden Deckungspunkte legt man jetzt die Führungsbahn des Exzenterstangengelenkpunktes. Sie wird je nach der beabsichtigten Art der Weiterleitung der Bewegung nach den Steuerorganen entweder eine Gerade oder ein Kreisbogen sein. Letzteres, wenn die Weiterleitung durch einen Hebel erfolgt.

Die gerade Verbindungslinie der Punkte D und K und ihre Fortsetzung werde jedoch auch bei kreisförmiger Führungsbahn eingetragen, weil sie für später vorzunehmende Verlegungen eine geeignete Grundlage bietet. Das Lot MW von M auf diese Gerade liefert ein Maß für die Schränkung.

Der die Gerade DK in W berührende Kreis, der für manche Übertragungen des Diagramms gute Dienste leistet, und in Fig. 404, soweit wie erforderlich, angedeutet ist, werde **Schränkungskreis** genannt.

Der Drehpunkt J des Führungsarmes oder Hebelarmes ist in Fig. 404 auf der gleichen Seite der Geraden DKW angenommen wie der Steuerwellenmittelpunkt M. Es wird später gezeigt werden, daß diese Lage günstiger ist als die auf der entgegengesetzten Seite, die aber auch vorkommt und nicht selten durch die allgemeine Disposition für die Weiterleitung der Bewegung zu dem Steuerorgan bedingt ist.

Man mag dann noch die Verbindungslinien MD und MK ziehen; sie mögen **Deckungszentralen** genannt werden. Sie entsprechen den ebenso benannten Linien im Anhang 24 und der sog. mittleren Exzenterstangenrichtung im Sinne der Fußnote S. 596.

33. Die Längen e_d und e_k, welche von den Deckungslinien $D'D''$ und $K'K''$ auf den Deckungszentralen MD und MK von M aus gemessen abgeschnitten werden, mögen Diagrammüberdeckungen genannt werden. Die bis zum Exzenterkreis noch verbleibenden Längen o_d und o_k mögen als radiale Öffnungsweiten bezeichnet werden. In allen Fällen ist

$$e_d + o_d = r \quad \text{und} \quad e_k + o_k = r\,.$$

Wenn später aus besonderen Gründen empfohlen wird, $e_k = e_d$ zu machen, so folgt weiter

$$o_k = o_d$$

Das ist in den Betrachtungen bis Art. 50 noch nicht angenommen.

34. Von Veränderungen, welche die Exzentrizität (zur Füllungsverstellung) etwa erfährt, bleiben die Diagrammüberdeckungen unberührt. Denn die Deckungspunkte D und K sind, nachdem sie einmal gefunden sind und die Verbindung zwischen Exzenterstangengelenk und Steuerorgan so eingestellt ist, daß die zusammengehörigen abschneidenden Kanten

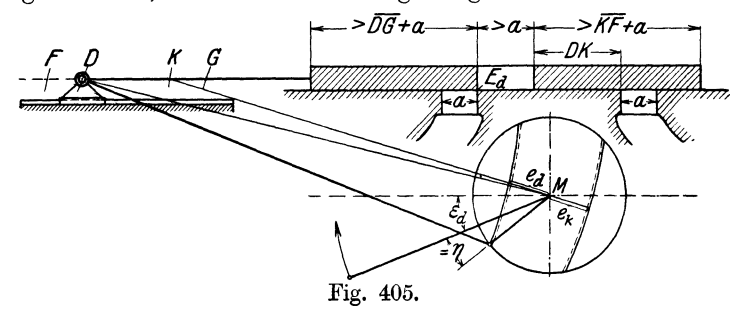


Fig. 405.

zusammenfallen, wenn das Exzenterstangengelenk die Deckungspunkte durchläuft, unveränderliche Punkte; also sind auch die Längen DM und KM unveränderliche Längen.

Da ferner $DE_d = l$ und $KE_k = l$ ist, ist $e_d = DM - l$ und $e_k = l - KM$. Die Gleichungen enthalten r nicht, also sind Veränderungen von r ohne Einfluß auf die Diagrammüberdeckungen (vgl. auch die Fußnote auf S. 530 für die gerade zentrale Schubrichtung).

Die äußersten Stellungen F und G (bzw. F' und G'), welche das Stangengelenk auf der Führungsbahn erreicht, findet man durch Kreise um M mit $l + r$ und $l - r$. In entsprechender Weise findet man später bei Verlegungen des Getriebes, nachdem einmal die Schränkung in der vorstehend gekennzeichneten Weise gefunden ist, die Punkte D und K wieder durch Kreise, welche man mit $l + e_d$ und $l - e_k$ um M schlägt.

35. Es ist bemerkenswert, daß die bisherigen Entwicklungen noch keinerlei Voraussetzungen über den Stangenlängenausgleich enthalten, da die 4 Punkte D', D'', K', K'' willkürlich oder nach irgendwelchen besonderen (aber nicht ausgesprochenen) Forderungen oder Absichten gewählt sind. Diese Allgemeingültigkeit ist wesentlich für die Beurteilung etwa möglicher Abweichungen von den weiter unten gemachten Vorschlägen.

36. In Fig. 405 ist das in Fig. 404 abgeleitete Getriebe in Verbindung mit einem zweiseitig steuernden Einlaßschieber dargestellt. Die Führungsbahn ist gerade angenommen und unter Innehaltung der gefundenen Schränkung horizontal gelegt. Das ganze System mit dem Exzenterkreis und den Deckungslinien ist um den Winkel NMW, Fig. 404, gedreht.

Um diesen Winkel muß auch der Versatzwinkel zwischen Exzenterarm und Kurbelarm, der vorher 0° betrug, geändert werden, wenn die Dampfverteilung in bezug auf die Stellungen der Kurbel die gleiche bleiben soll wie vorher und an der horizontalen Lage der Schubrichtung des Hauptgetriebes festgehalten wird. Der Schieber ist an einer langen Schieberstange in der Verlängerung von KD über F hinaus zu denken. Nur aus Platzrücksichten und der deutlicheren Übersicht wegen ist er mit rückkehrender Schieberstange über das Getriebe gezeichnet, und zwar in der Deckungsstellung für die Deckelseite. Die abschneidende Kante E_d deckt sich gerade mit der Gegenkante des Schieberspiegels. Das Exzenter steht auf Beginn der Voröffnung auf der Deckelseite.

Nicht ohne Absicht sind innen abschneidende Einlaßkanten angenommen. Die Deckelseite muß, wie noch erläutert werden wird, geöffnet

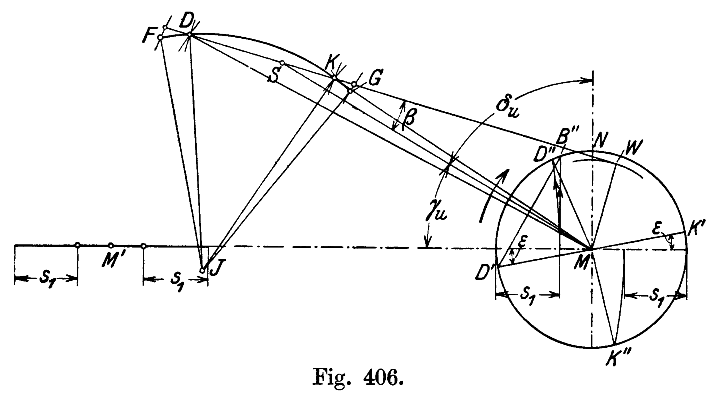


Fig. 406.

werden, wenn Exzenter und Exzenterstange einen stumpfen Winkel bilden; das ist bei direktem Schieberantrieb ohne Umkehrhebel gleichbedeutend mit innen abschneidenden Einlaßkanten.

37. Es werde jetzt dazu übergegangen, den eigentlichen Ausgleich zu behandeln: Die 4 Punkte D', D'', K', K'' können offenbar so bestimmt werden, daß sie Stangenlängenausgleich ergeben. Man betrachte den bisherigen Exzenterkreis zunächst als Kurbelkreis und bestimme mit dem Stangenlängenverhältnis des Hauptgetriebes die beiden Kurbelstellungen MD'' und MK'', bei welchen für die beiderseits gleich groß angenommene Füllung s_1 der Abschluß erfolgen muß (Fig. 406). Das geschieht am besten mittels des Bogenprojektionsverfahrens. Die Voreinströmungswinkel ε wählt man ganz, wie man es für vorteilhaft hält, verschieden oder gleich groß. Sie mögen gleich groß angenommen werden und damit die Punkte D' und K' gefunden werden.

Wenn die Kurbel die Lagen MD' und MD'' durchläuft, muß jedesmal der Exzenterstangenendpunkt den Deckungspunkt D für die Deckelseite auf der Führungsbahn durchlaufen. Das gleiche gilt bezüglich der Lagen MK', MK'' für den Deckungspunkt K der Kurbelseite.

Da das Exzenter fest mit der Kurbel verbunden ist, sind die zwischen den vier fraglichen Stellungen des Exzenters liegenden Winkel ebenso groß wie die zwischen den bezüglichen Kurbelstellungen liegenden Winkel. Man kann also, wenn man die Feststellung der absoluten Lage des Steuerungsgetriebes, die Feststellung des Aufkeilungswinkels und die Bestimmung des Maßstabes späterer Untersuchung vorbehält, beim Entwurf

den Kreis mit den Punkten D', D'', K', K'' als den Exzenterkreis ansehen, in welchem diese Punkte die Bedeutung der entsprechend bezeichneten Punkte in Art. 31 haben. Die Aufgabe ist damit zurückgeführt auf die dort gelöste: Man bestimmt mit dem weiter unten für das Exzentergetriebe empfohlenen Stangenlängenverhältnis die Punkte D und K der Führungsbahn des Exzenterstangengelenkpunktes durch Bogenschläge aus D' und D'' bzw. K' und K''.

Die Kurbel und der Exzenterarm fallen wie bei den Steuerungsdiagrammen noch zusammen (vgl. Anhang 21, Art. 26, 33, 37); die Führungsbahn erscheint daher in einer für die Konstruktion ungeeigneten Lage. Um zu einer den besonderen Lagenverhältnissen der Ausführung geeigneten Lage der Führungsbahn zu gelangen, dreht man das Exzentergetriebe um den passend erscheinenden Winkel.

Dieser Winkel ist dann gleichzeitig der Versatzwinkel zwischen Kurbel und Exzenterarm. Die Drehung kann mit Hilfe von Pauspapier oder mittels der im nachfolgenden näher erläuterten Hilfslinie erfolgen.

38. Zur Orientierung und zur Herstellung der Beziehung zu einem Diagramm mit unendlicher Pleuelstangenlänge empfehle ich für die Feststellung des Aufkeilungswinkels und die Aufstellung des Exzenterlagenschemas, sich auf diejenige zentrale Schubrichtung zu beziehen, welche bei unendlicher Pleuelstangenlänge und beliebiger Exzenterstangenlänge bei gleichem Voreinströmungswinkel die gleiche Füllung ergibt wie der geschränkte Antrieb für die kurze Pleuelstange.

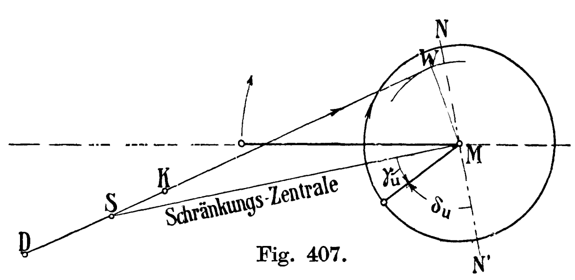


Fig. 407.

Man sucht zu dem Zwecke den zu der Füllung s_1 gehörigen Kurbelkreispunkt B'' (Fig. 406) für unendliche Pleuelstangenlänge auf und halbiert den Winkel $D'MB''$. Die Halbierungslinie (welche die Gerade WKD der geschränkten Führungsbahn in S schneidet) werde **Schränkungszentrale** genannt. Sie darf nicht mit den Deckungszentralen verwechselt werden.

Die Halbierung des Winkels kann u. a. dadurch erfolgen, daß man die Deckungslinie $D'B''$ für unendliche Stangenlänge zieht und auf sie ein Lot fällt. δ_u ist dann der Voreilwinkel für unendliche Stangenlänge. Er oder sein Komplementwinkel γ_u bildet auch bei der ausgeglichenen Steuerung die Grundlage für die Auftragung. Der Winkel β, welchen die Schränkungszentrale mit der geraden geschränkten Schubrichtung DKW bildet, werde **Schränkungswinkel** genannt.

Auch bei gekrümmter Führungsbahn wird der Punkt S auf der geraden Verbindungslinie der Punkte DK und der Schränkungswinkel β oder das Dreieck MSW, Fig. 406 für die Übertragung benutzt.

39. Bei **Feststellung des Montagewinkels** des Exzenters verfährt man mit der Schränkungszentrale ganz so, wie das im Haupttext Art. 355 und 378 für die wirkliche Schubrichtung erläutert wurde, d. h. man trägt den Winkel δ_u, nachdem man die Führungsbahn DK in die für die Gesamtkonstruktion geeignete Lage gebracht hat (Fig. 407) und die Senkrechten NMN' zur Schränkungszentrale gezogen hat, von der Senkrechten im Sinne der Drehung ab. Die Kurbel ist dabei in der Deckeltotlage aufzu-

tragen. Die gefundene Richtung des Exzenterarmes gibt die Lage desselben in bezug auf die Kurbel (vgl. auch Anhang 21, Art. 22 bis 27, wo indes der Winkel β eine andere Bedeutung hat als hier und dem Winkel entspricht, welchen in Fig. 407 die Schränkungszentrale *MS* mit der Horizontalen bildet).

40. Es kommt hier für die Abtragung des Winkels δ_u von den beiden Lotrichtungen (Haupttext Art. 337) nur die eine, nämlich *MN'* in Frage, weil wegen der kurzen Exzenterstange zur Erreichung ausreichender Öffnungsweiten auf der Deckelseite **die Exzenterstange beim Öffnen des deckelseitigen Steuerorgans gedrückt** sein muß (entsprechend innen abschneidenden Einlaßkanten bei direktem Schieberantrieb), vgl. auch Anhang 21, Art. 31 und 32.

41. Anstatt den Voreilwinkel δ_u von der Senkrechten zur Zentrale im Drehsinne aufzutragen, kann man auch den Komplementwinkel γ_u desselben (Fig. 406) von der Schränkungszentrale (Fig. 407) entgegen dem Drehsinn auftragen, um den Montagewinkel zu finden, was einfacher ist, weil man dann das Lot nicht zu errichten braucht.

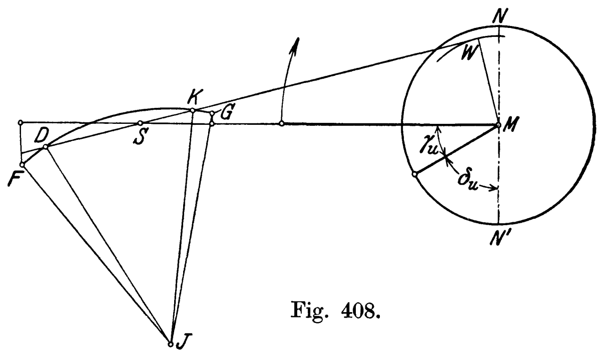


Fig. 408.

42. Um eine kreisförmige Führungsbahn in die für die allgemeine Maschinendisposition geeignete Lage zu bringen, verfährt man am besten so, daß man einen Kreis mit *MS* um *M* schlägt und nun den Bogen *FDKG*, Fig. 406, mit der Sehne *DK* und dem auf ihr festgelegten Punkt *S* in die gewünschte Lage bringt, wobei die Richtung *DK* den Schränkungskreis berühren muß und ihn, von *DK* aus gerechnet, im Sinne der Drehung treffen muß (vgl. die Pfeile in Fig. 407). Wenn die Führungsbahn durch den Endpunkt eines Hebelarmes beschrieben wird, wird der Hebel nicht selten ein Winkelhebel sein müssen, vgl. z. B. Fig. 417 S. 578.

Ein besonders einfacher Fall der Lagenbestimmung des Getriebes bei Anwendung einer Führungsstange ohne Hebelwirkung wird weiter unten behandelt werden.

43. Wenn die Schränkungszentrale in die Hauptrichtung der Maschine fällt (Fig. 408), so wird der Montagewinkel (von der Senkrechten zur Kurbel gerechnet) gleich dem Voreilwinkel. Dieser bei normalen Schiebersteuerungen häufigste Fall (vgl. auch Anhang 21, Art. 27 und 32 wieder mit anderer Bedeutung von β) wird zwar beim Ausgleich mit geschränkter Schubrichtung selten vorkommen und nur ein Zufallsergebnis sein. Er wird aber, ähnlich wie bei der geraden zentralen Schubrichtung, auch für die geschränkte Schubrichtung den Ausgangspunkt der Auftragung bilden, mit der Absicht einer nachträglichen Drehung, besonders wenn nach Art. 58 bis 67 Rechnungswerte für die Schränkung benutzt werden.

Es sind dann die Symmetrieregeln des Reuleauxdiagramms in der Sehnenlotform (Anhang 21, Art. 32 und 49) auch die für die Scheitellinie ohne weiteres auf den geschränkten Antrieb übertragbar, und zwar kommt

hier (wegen der allein in Frage kommenden innen abschneidenden Einlaßkanten oder einer ihnen entsprechenden Anordnung) nur MS als Symmetrielinie in Betracht. Die in Fig. 408 dargestellte Richtung der Schränkungszentrale werde **Grundrichtung** genannt.

Meßrichtung der Öffnungsweiten bei geschränktem Antrieb.

44. Wie aus den Entwicklungen Art. 31 und 32 hervorgeht, ist die Form der Führungsbahn, sofern sie durch die beiden Deckungspunkte geht, ohne Einfluß auf die Öffnungs- und Schließungszeitpunkte. Dagegen hat die Form der Führungsbahn einen Einfluß auf das Gesetz, nach dem die weitere Öffnung sich vollzieht. Um die den einzelnen Exzenterstellungen entsprechenden Öffnungsausschläge zu finden, ohne jedesmal den Kreis mit l schlagen zu müssen, und um die Öffnungsausschläge in übersichtlicher Lage im Steuerungskreis zu erhalten, kann man das im folgenden näher begründete Verfahren anwenden:

Man denke sich (Fig. 409) die Exzenterstange bei K' vom Getriebe losgelöst und um den Deckungspunkt K der Führungsbahn geschwenkt,

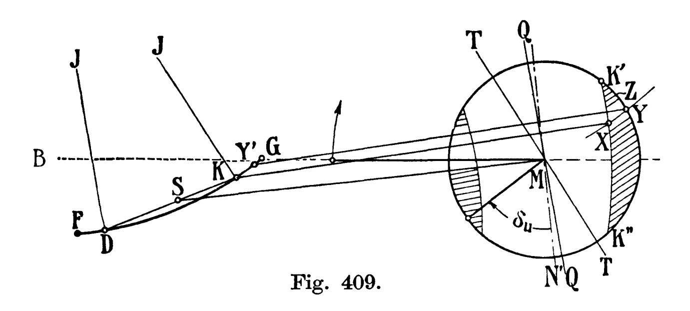


Fig. 409.

bis der freigemachte Endpunkt nach einem zunächst beliebig gewählten Punkt X gelangt; alsdann denke man sich die Stange parallel zu sich selbst mit dem geführten Endpunkt auf der Bahn $FDKG$ von K in der Richtung KG verschoben, bis der andere Endpunkt den Exzenterkreis in dem Punkte Y' erreicht. Dabei wird er genau die gleiche Bahn beschreiben wie der links geführte Endpunkt, der damit nach Y gelangt.

Das auf der Führungsbahn $FDKG$ geführte Exzenterstangenende gelangt aber von K aus zu dem gleichen Punkt Y', wenn das andere Ende auf der wahren Bahn $K'ZY$ geführt wird; denn es ist für die Aufsuchung zusammengehöriger Punkte eines zwangläufigen Getriebes ganz gleichgültig, auf welchem Wege man sich die Glieder von einer Lage in die andere gebracht denkt.

Bei der Führung des rechtsseitigen Exzenterstangenendpunktes von K' über X nach Y bleibt der linksseitige Endpunkt bis zur Erreichung des Punktes X in Ruhe. Erst wenn der Weg XY beschrieben wird, legt der linksseitige Exzenterstangenendpunkt den gleich großen Weg KY' zurück, den er auch zurücklegen würde, wenn der rechtsseitige Stangenendpunkt auf irgendeinem anderen Wege (z. B. dem wirklich beschriebenen) von K' nach Y gelangt.

45. Die Öffnungsweiten auf der Führungsbahn KG sind also im Steuerungskreis durch Bogenstücke zu messen, welche geometrisch ähnlich liegen und kongruent sind dem auf der Führungsbahn in K ansetzenden

Bogenstück. Die dem Punkte K entsprechenden Punkte dieser Bogenstücke liegen auf der Deckungslinie $K'K''$, die mit l um K geschlagen ist.

Um das Bogenstück XY zu verzeichnen, muß man den (in der Fig. 409 nicht mehr enthaltenen) Drehpunkt J des Armes JK, JD um die Exzenterstangenlänge l parallel zu KX verschieben. Die Verschiebungsrichtung ist für jeden Punkt X der Linie $K'K''$ eine andere und daher auch die Lage des verschobenen Punktes J. Das ist eine Unbequemlichkeit; um sie zu vermeiden, mögen die Bögen XY durch ihre Tangenten ersetzt werden, und zwar der Einfachheit halber und um bei wechselnder Exzentrizität die Meßrichtung nicht um belanglose Beträge ändern zu müssen, durch die Tangenten in den Ausgangspunkten am Deckungsbogen $K'K''$. Diese stehen alle senkrecht auf der Armrichtung JK.

Man ziehe durch den Steuerungskreis eine Parallele TMT zu JK und messe senkrecht zu dieser Linie vom Steuerungskreis nach der Deckungslinie herüber. Auf Grund der gleichen Betrachtung mißt man die Öffnungen auf der Deckelseite senkrecht zur Linie QMQ, welche parallel zu JD zu ziehen ist.

Wenn die Führungsbahn eine Gerade ist, ist die Meßrichtung auf beiden Seiten gleich und der Führungsbahn DK parallel.

46. Die größte Öffnungsweite ist näherungsweise gleich der radialen Öffnungsweite dividiert durch den Kosinus des Schränkungswinkels KSM, der oben mit β bezeichnet wurde. Bei unmittelbarem Schieberantrieb der Kurvenschubstangenantrieb mittels geschränkter Schubrichtung darf also das für zentralen Antrieb gefundene Steuerungsdiagramm und dementsprechend der ganze Steuerungsantrieb im Verhältnis $\cos\beta : 1$ verkleinert werden, wenn gleiche Öffnungsweiten wie beim zentraler Schubrichtung erreicht werden sollen.

Bei gekrümmter Führungsbahn wird der Kosinus des Winkels β ein Mittelwertsmaß für die zulässige Verkleinerung darstellen.

47. Wie die Figur erkennen läßt, ist bei gekrümmter Führungsbahn und gleicher radialer Öffnungsweite die wahre Öffnung auf der Deckelseite erheblich kleiner als auf der Kurbelseite. Das umgekehrte tritt ein, wenn der Führungsarm auf der entgegengesetzten Seite liegt, als das in der Fig. 409 angenommen ist. Diese Anordnung ist die für die Gleichheit der Drosselung auf beiden Seiten günstigere. Es stehen ihrer Anwendung aber häufig Rücksichten auf die allgemeine Anordnung und die Fortleitung der Bewegung nach den Steuerorganen entgegen.

Wenn die Drosselung auf der Deckelseite größer ist als auf der Kurbelseite, wird man, um vollständigen Arbeitsausgleich zu erhalten, entsprechend Art. 13 bis 20 den Ausgleich geometrisch nicht voll durchführen.

Es möge hier aber nicht von der Überschneidung Δt (Art. 16 bis 20) der beiden Projektionsbögen ausgegangen werden, sondern es möge eine ideelle Pleuelstangenlänge eingeführt werden, die etwas größer ist als die wahre und mit ihr die Punkte D'' und K'' in Fig. 406 ausgehend von dem gleichen Füllungsweg s_1 bestimmt werden, wenn die Führungsbahn entgegengesetzt gekrümmt ist. Der ganze Entwurf ist dann mit dieser ideellen Pleuelstangenlänge genau so durchzuführen wie mit der wahren für scheinbar vollkommenen geometrischen Ausgleich. Weiteres hierüber Art. 54, 55, 59.

Anwendung des Verfahrens auf Steuerungen mit veränderlicher Füllung mittels Stellexzenter, Bestimmung einer zweckmäßigen Exzenterstangenlänge.

48. Die Entwicklungen Art. 31 bis 43 führten bei Annahme einer willkürlichen Exzenterstangenlänge zu einer Lösung. Daraus geht hervor, daß der Ausgleich mit den gestellten Bedingungen, rein geometrisch betrachtet, bei jeder beliebigen Exzenterstangenlänge für eine feste Füllung möglich ist. Bei großer Exzenterstangenlänge wird jedoch die Steigung der Führungsbahn sehr steil, die Schränkung sehr groß. Auch werden die Öffnungsweiten auf der Kurbelseite ziemlich ungleich. Immerhin würde hinsichtlich der Öffnungsweiten ein Ausgleich mit geschränktem Steuerungsgetriebe auch bei größerer Stangenlänge nicht ungünstiger dastehen als ein Ausgleich mit 2 getrennten und gleich großen Exzentern (Haupttext Art. 388).

Es wird sich bei den Steuerungen für veränderliche Füllung zeigen, daß mit der dort (in erster Linie aus anderen Gründen, welche die veränderlichen Füllungen allein betreffen) eingeführten Exzenterstangenlänge sich auch gleiche Öffnungsweiten erzielen lassen. Indem dieser Vorteil auch für Steuerungen mit fester Füllung bei bestimmter, kurzer Exzenterstangenlänge erreicht wird, möge die für veränderliche Füllung ermittelte Exzenterstangenlänge auch für feste Füllung zur Anwendung kommen, soweit nicht besondere Gründe zur Abweichung vorliegen.

49. Man könnte daran denken, für veränderliche Füllung die bisher bestehende Freiheit in der Wahl der Exzenterstangenlänge in der Weise auszunutzen, daß man dieselbe so festlegt, daß noch für eine weitere, von der Hauptfüllung möglichst weit abgelegene Füllung der Ausgleich erreicht wird; damit würde er dann auch bei dazwischenliegenden und darüber nach oben und unten hinausliegenden Füllungen einigermaßen erreicht werden. Er würde damit wohl den Anforderungen an den geometrischen Ausgleich, nicht aber denen an den Arbeitsausgleich, auf den es ankommt, entsprochen werden können.

50. Um ihnen möglichst vollkommen zu genügen, empfehle ich, den vollständigen Ausgleich mit beiderseits gleichen Kolbenwegen und gleichen Voreinströmungswinkeln nur bei einer Füllung zu fordern und weiter zu verlangen, daß die absolute Nullfüllung (Anhang 21, Art. 78) auf beiden Seiten gleichzeitig erreicht wird (vgl. auch die Figuren 403 und 421 miteinander).

Die vollkommen ausgeglichene Füllung mit beiderseits gleichen Voreinströmungswinkeln werde **kompensierte Füllung** genannt, die ihr zugehörigen Größen mögen den Index c erhalten, statt des bisherigen Index u. Für die allen Füllungen gemeinsame Überdeckung werde die Bezeichnung e_u beibehalten.

51. Da bei Erreichung der absoluten Nullfüllung die Exzentrizität gleich der Überdeckung wird, die Überdeckung aber eine unveränderliche Größe ist, ist die obige Forderung der gleichzeitigen Erreichung der absoluten Nullfüllung gleichbedeutend mit der Forderung gleicher Diagrammüberdeckung auf beiden Zylinderseiten. Der kleinste Exzenterkreis muß die beiden Deckungslinien berühren (vgl. die Fig. 413, 414).

Aus der Gleichheit der Diagrammüberdeckungen folgt weiter nach Art. 33 die Gleichheit der radialen Öffnungsweiten o_d und o_k. Diese verändern sich beide mit der Veränderung von r, sie bleiben dabei aber einander gleich.

52. Die **Exzenterstangenlänge,** welche der Bedingung des Art. 50 und 51 genügt, wird am besten **rechnungsmäßig** gefunden. Als Grundlage für die Aufstellung der dafür nötigen Gleichung kann die Fig. 410 dienen: Man trage die halben Öffnungswinkel α_d und α_k der kompensierten Füllung (also wenn z. B. die in Fig. 399 S. 555 angenommene Füllung die kompensierte Füllung einer Steuerung mit Stellexzenter ist, die Winkel $\frac{1}{2}$ *VMD* $= \alpha_d$ und $\frac{1}{2}$ *VMK* $= \alpha_k$) von der Linie *MA* (Fig. 410) aus nach beiden Seiten hin ab, ziehe nach Annahme der Exzentrizität r_c für die kompensierte Füllung die Linien *DV* und *KV'*. Ihr Abstand werde mit Δe bezeichnet. Die Stangenlänge l ist so zu bestimmen, daß die Summe der Pfeilhöhen $f_d + f_k = \Delta e$ wird. Auch die Winkel *VMD* und *VMK* Fig. 399 sind für diese Ermittlung rechnerisch zu bestimmen.

53. Rechnungen, welche für verschiedene Bedingungen durchgeführt wurden, zeigten, daß das Verhältnis $\frac{r_c}{l}$, welches mit λ_c bezeichnet werden möge, nur wenig abhängig ist von der Größe der kompensierten Füllung und des Voreinströmungswinkels, und daß λ_c für ein Pleuelstangenlängenverhältnis $\lambda = \frac{1}{5}$ praktisch genau genug $= \frac{1}{7}$ gesetzt wird.

Auch bei anderen Pleuelstangenlängenverhältnissen ergaben sich bei Einführung verschieden großer kompensierter Füllungen für λ_c einigermaßen gleich große Werte und bei Einführung verschiedener λ für λ_c ungefähre Proportionalität zu λ, so daß mit leidlicher Annäherung, ohne jene Rechnungen durchführen zu müssen, gesetzt werden darf[1]):

$$\frac{l}{\lambda_c} = 1{,}4 \frac{l}{\lambda} \quad \text{oder} \quad l = 1{,}4\, r_c \frac{L}{R}.$$

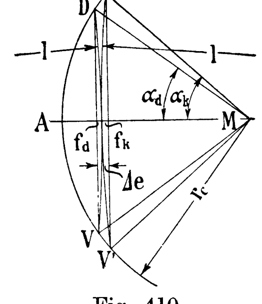


Fig. 410.

54. Wenn mit stärkerer Drosselung auf der Deckelseite als auf der Kurbelseite zu rechnen ist, führe man $\frac{L}{R}$ gemäß Art. 47 etwas größer ein, als es tatsächlich ist.

Da bei der nach den Grundsätzen des Art. 50 und 51 bestimmten Länge der Exzenterstange und entsprechender Längeneinstellung der Steuerung $e_d = e_k$ und $o_d = o_k$ wird, ist auf Grund der Betrachtungen der Art. 46 und 47 folgendes bezüglich der mehr oder weniger starken Unterschiede in der Drosselung festzustellen:

1. Wenn die Führungsbahn eine Gerade ist, sind die Öffnungsweiten gleich groß (im Gegensatz zu dem Ausgleich mit 2 Exzentern und großer Exzenterstangenlänge, wo sie gemäß Art. 13 dieses Anhanges und nach 388 des Haupttextes stark voneinander verschieden sind). Die größere Drosselung wird also hier nur durch die etwas kürzere Öffnungsdauer auf

---

[1]) Wenn statt der Forderung gleicher Voreinströmungswinkel auf beiden Seiten für die kompensierte Füllung gleiches lineares Voröffnen verlangt wird, so kommt man auf eine etwas größere Stangenlänge, nämlich etwa auf $l = (1{,}6 \text{ bis } 1{,}7)\, r_c \frac{L}{R}$. *Die Forderung gleichen* linearen Voröffnens hat aber keine größere Berechtigung wie die gleicher Voreilwinkel. Die Schränkung muß dabei natürlich auch eine etwas andere sein.

der Deckelseite bedingt sein oder, was auf dasselbe hinauskommt, durch die größere Kolbengeschwindigkeit in der Nähe des deckelseitigen Wegendes des Kolbens.

Der Betrag, um den man durch ein größer eingeführtes $\frac{L}{R}$ hinter dem vollständigen geometrischen Ausgleich zurückbleiben muß, um vollständigen Arbeitsausgleich zu erhalten, wird also sehr klein sein.

2. Wenn die Führungsbahn ein Kreis ist, dessen Mittelpunkt J auf derselben Seite der Geraden DK liegt wie der Mittelpunkt M des Exzenterkreises (Fig. 406 S. 565), ist die Öffnungsweite auf der Deckelseite größer als auf der Kurbelseite. Die kürzere Öffnungszeit kann hinsichtlich der Drosselwirkung dadurch teilweise ganz über das notwendige Maß ausgeglichen sein. Geometrischer Ausgleich wird voraussichtlich gleichzeitig Arbeitsausgleich ergeben. $\frac{L}{R}$ ist in der wahren Größe einzuführen.

3. Wenn die Führungsbahn ein Kreis ist, dessen Mittelpunkt auf der entgegengesetzten Seite der Geraden DK liegt wie der Mittelpunkt des Exzenterkreises (Fig. 409 S. 568), sind die Öffnungsweiten auf der Deckelseite etwas kleiner als auf der Kurbelseite. Die Öffnungsdauer ist, wie stets bei ausgeglichenen Steuerungen, ebenfalls kleiner. Beide Umstände wirken also im Sinne etwas stärkerer Drosselung auf der Deckelseite und ergeben daher bei vollständigem geometrischen Ausgleich Überausgleich für die Arbeiten. Man wird hier also die ideelle Pleuelstangenlänge etwas größer wählen als im Fall 1; doch dürfte, wenn man den Führungsarm in den Fällen, in welchen man durch die äußeren Umstände zu dieser Anordnung gezwungen ist, reichlich groß macht, das 1,2fache des wahren Verhältnisses $\frac{L}{R}$ genügen.

55. An sich steht der „gemischte Ausgleich" in dem Umfange, wie er im Falle 1 und 3 notwendig wird, dem geometrisch vollständigen mit gleicher Drosselung auf beiden Seiten nicht nach, doch lassen sich die Bedingungen schwerer übersehen und die Einschätzung des Zuschlages zum wahren Verhältnis $\frac{L}{R}$ ist etwas unsicher. Man kann aber etwa noch verbleibende Ungleichheiten in der Arbeitsverteilung ohne starke Verschiebung der beim Entwurf vorausgesetzten Bedingungen durch nachträgliche Einstellung der Überdeckungen nach den Indikatordiagrammen beseitigen und das Ergebnis dieser Feststellungen für künftige Einstellungen durch Angabe gewisser kleiner Unterschiede im linearen Voröffnen oder im Voreinströmungswinkel festlegen. Damit verzichtet man dann freilich auch auf genau gleichzeitiges Eintreten der absoluten Nullfüllung auf beiden Zylinderseiten.

56. Wenn man das nicht will, kann man in allen drei Fällen den vollständigen geometrischen Ausgleich durchführen und in das Übertragungsgetriebe der Deckelseite eine Übersetzung, die eine Vergrößerung der Ausschläge auf der Deckelseite gegenüber der Kurbelseite herbeiführt, im Falle 1 und besonders im Falle 3 einführen.

Solche Übersetzungen sind bei Ventilsteuerungen (für welche das Ausgleichverfahren in erster Linie in Betracht kommt) und für zwangläufige Corlißsteuerungen leicht durchführbar.

Bei letzteren z. B. dadurch, daß man auf der Schwingscheibe den Arm des Einlasses für die Deckelseite etwas größer macht als den für die Kurbelseite oder dadurch, daß man den Drehschieberhebel auf der Deckelseite etwas kleiner macht als den auf der Kurbelseite. Wenn der Ausgleich für zwangläufige Corlißsteuerungen angewandt wird, wird natürlich die Schwingscheibe nicht von der Exzenterstange angetrieben, sondern durch eine Kuppelstange ähnlich der Fig. 416 u. 417.

Bei Ventilsteuerungen mit getrennten Schwingdaumen kann man dem Schwingdaumen der Deckelseite einen etwas kleineren Hebelarm a (vgl. Fig. 163 S. 201 und Fig. 164, S. 204) geben oder auch umgekehrt bei der in diesem Falle notwendigen Schwingwelle (vgl. Fig. 421), die ihren Antrieb von einem kurzen Exzentergetriebe mit geschränkter Schubrichtung erhält, den Antriebsarm für die Deckelseite etwas größer machen als den auf der Kurbelseite.

Bei Ventilsteuerung mit Daumen an einer zweiseitig steuernden Schwinge (Fig. 162 S. 194 und Fig. 416 S. 578) ist dies Mittel nicht anwendbar. Man kann das Ziel aber dadurch erreichen, daß man dem Kuppelstangenangriff auf der Deckelseite stärkere Schränkung gibt, also in Fig. 162 den Winkel MJC verkleinert. $T''E$ ist hier Kuppelstange, nicht Exzenterstange.

In allen Fällen besteht bei Schwingdaumensteuerungen auch die Möglichkeit, die ungleiche Übersetzung durch ungleiche Daumen zu erreichen, doch dürfte dies Mittel aus Herstellungsrücksichten weniger zu empfehlen sein.

Der gemischte Ausgleich mit größerer ideeller Pleuelstangenlänge wird den vorstehend erläuterten Hilfsmitteln jedoch im allgemeinen vorzuziehen sein.

57. Beim **Entwurf einer Steuerung mit** durch ein Stellexzenter **veränderlicher Füllung** geht man am besten so vor, daß man zunächst das Steuerungsdiagramm für unendliche Pleuelstangenlänge in Normalgröße mit der Scheitelkurve nach den in Art. 361 bis 368 erläuterten Grundsätzen entwirft und erst zum Schluß die Maßstabsbestimmung des ganzen Steuerungsgetriebes mit Exzenterstangenlänge und Schränkungskreis vornimmt. Man entscheide sich, für welche Füllung man vollständigen Ausgleich erzielen will und führe für sie den Hauptdiagrammentwurf durch.

Die kompensierte Füllung braucht nicht notwendig mit der Normalfüllung zusammenzufallen. Es können für ihre Wahl unter Umständen besondere Rücksichten bestimmend sein. Bei der Maßstabsbestimmung, die man nach den im Art. 369 entwickelten Grundsätzen zunächst für eine Schiebersteuerung durchführen wird, hat man die hubvergrößernde Wirkung der Schränkung zu beachten, die gemäß Art. 46 eine Verkleinerung der Exzentrizität gestattet.

Von der Schiebersteuerung geht man dann zur Ventilsteuerung über (für welche allein diese Art des Ausgleichs bisher ausgeführt ist) und hat entsprechend der in dem Hebelwerk und dem Daumengetriebe enthaltenen Übersetzung eine nochmalige Maßstabsumrechnung vorzunehmen.

58. Das oben angegebene Verfahren zur Auffindung der beiden Deckungspunkte der Führungsbahn durch Kreisbögen aus D' und D'' sowie aus K' und K'' ist, obwohl es theoretisch korrekt ist, doch praktisch nicht sehr genau, weil bei der in Frage kommenden Exzenterstangenlänge der Schnitt der Kreisbögen sehr flach wird. Das tritt in Fig. 404 nicht so stark hervor,

weil, um die geometrische Konstruktion zu verdeutlichen und die Figur kurz zu halten, die Exzenterstangenlänge erheblich kürzer gehalten wurde, als dies nach Art. 52 zweckmäßig ist. Zeichnerisch etwas genauer ist die Errichtung der Mittelsenkrechten auf $D'D''$ und $K'K''$ und der Kreisbogenschlag aus D' oder D'' und aus K' oder K''. Immerhin haftet auch dieser Konstruktion eine ziemliche Ungenauigkeit an.

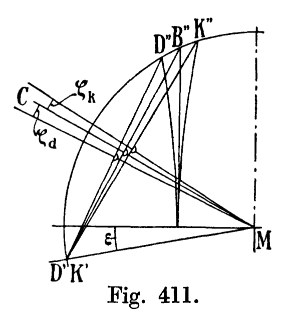


Fig. 411.

Deshalb ist es zweckmäßig, die **Richtungen der Mittelsenkrechten** durch **rechnungsmäßig** ermittelte Winkel festzulegen. Um hier wieder (Art. 39) für die Bestimmung des Montagewinkels des Exzenters sich auf die zugehörige zentrale Schubrichtung beziehen zu können, ist es zweckmäßig, die Winkel zu berechnen, welche die Mittelsenkrechten auf $D'D''$ und $K'K''$ mit der Schränkungszentralen (der Senkrechten auf $D'B''$) bilden. Sie mögen mit ζ_d und ζ_k bezeichnet werden (Fig. 411).

59. Die Berechnung der Winkel ζ_d und ζ_k ist ziemlich umständlich, weshalb in nachstehender Tabelle einige Werte ihrer tg angegeben sind:

	$\lambda = 1/5$							
$s_1/s =$	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4
tg ζ_d	0,0189	0,0268	0,0329	0,0370	0,0402	0,0428	0,0460	0,0477
tg ζ_k	0,0247	0,0343	0,0405	0,0442	0,0472	0,0489	0,0501	0,0509

	$\lambda = 1/4$				$\lambda = 1/6$			
$s_1/s =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,1	0,2	0,3	0,4
tg ζ_d	0,0329	0,0448	0,0536	0,0591	0,0224	0,0308	0,0370	0,0399
tg ζ_k	0,0488	0,0565	0,0617	0,0641	0,0282	0,0364	0,0399	0,0422

Zwischenwerte können für den vorliegenden Zweck genau genug linear interpoliert werden. Wenn die Steuerung, wie es meist der Fall ist, für veränderliche Füllung als Reguliersteuerung ausgeführt wird, so kommt es nicht genau darauf an, für welche Füllung der Ausgleich gefordert wird. Im allgemeinen wird man ihn für eine etwas unterhalb der normalen liegende Füllung zu erreichen suchen, und da mag zur Ersparung der Interpolation die nächstkleinere, in der Tabelle enthaltene glatte Füllung gewählt werden.

Wenn man gemäß Art. 47 und 54 zwecks Erreichung des Arbeitsausgleichs bei ungleicher Drosselung für die Bestimmung der Exzenterstangenlänge eine größere ideelle Pleuelstangenlänge (ein kleineres λ) einführt, ist diese auch der Bestimmung von ζ_d und ζ_k, an Stelle der wahren Pleuelstangenlänge, zugrunde zu legen.

60. Mit Hilfe der errechneten oder der Tabelle entnommenen Werte ζ kann man für die nach Art. 57 zu wählende kompensierte Füllung, die zunächst wie eine feste Füllung zu behandeln ist, sofort das Steuerungsdiagramm mit der zugehörigen Führungsbahn für die in Art. 43 besprochene Grundrichtung der Schränkungszentrale auftragen. Für sie verzeichnet man zunächst das Steuerungsdiagramm für unend-

liche Pleuelstangenlänge in Normalgröße (Fig. 412 in der Mitte). Man findet den Voreilwinkel δ_u und die Überdeckung e_u, welche für den Entwurf des endgültigen Diagramms und des endgültigen Exzenterlagenschemas weiter verwertet werden sollen.

61. Von der horizontal gelegten Grundrichtung MA der Schränkungszentrale aus trägt man darauf den Winkel ζ_d entgegen dem Drehsinn, ζ_k im Sinne der Drehrichtung auf und wählt die Länge der Exzenterstange nach den in Art. 52 bis 56 aufgestellten Grundsätzen. Darauf schlägt man aus M mit $MB = l + e_u$ und mit $MC = l - e_u$ Kreisbögen, welche in die beiden durch ζ_d und ζ_k bestimmten Richtlinien in D und K einschneiden. Die Linie DK gibt die Schränkungsrichtung an (beachte Art. 42).

Der Schwingungsausschlag wird, wie im Art. 34 erläutert wurde, durch Kreise mit $l + r$ und $l - r$ aus M gefunden, welche die geradlinige Führungsbahn in H und T, die gleichwertige gekrümmte in F und G begrenzen. Bei Stellexzentersteuerungen für veränderliche Füllung sind die Kreise mit $l + r_{\max}$ und $l - r_{\max}$ zu schlagen.

Die Getriebelage des Exzenters findet man nach Art. 43 für die Grundrichtung MS der Schränkungszentrale, indem man das Diagrammexzenter symmetrisch über MS überträgt.

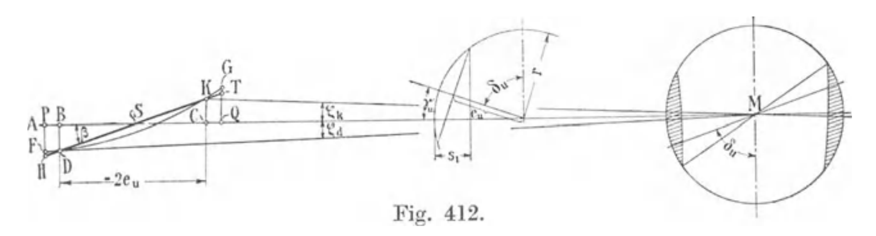


Fig. 412.

Für den Übergang zu einer anderen Schubrichtung kann man wieder nach Art. 38 bis 43 verfahren und sich des Schränkungskreises oder des Schränkungswinkels β bedienen.

Bei der Drehung des Exzentergetriebes ändert sich auch der Aufkeilungswinkel gegenüber der Kurbel um den Drehwinkel.

Bei der erstmaligen Bearbeitung eines Entwurfes einer ausgeglichenen Steuerung mit geschränkter Schubrichtung sollte man, um sich in die Verhältnisse einzuleben, zuerst den normalen Weg, wie er in den Art. 31 bis 51 vorgezeichnet ist, ohne Benutzung der Rechnungswerte ζ gehen.

62. In Fig. 413 ist gezeigt, wie der Entwurf für veränderliche Füllung mit Benutzung der Winkel ζ für (bis auf die Maschinengröße, die noch offen gelassen ist) bestimmte zahlenmäßige Anforderungen durchzuführen ist. Es ist dabei an den Hochdruckzylinder einer Verbundmaschine mit einer normalen Füllung von 28% gedacht (vgl. Art. 360). Als Entwurfsfüllung werde gemäß Art. 59 Absatz 2 eine etwas kleinere Füllung, nämlich 0,25 gewählt.

Zuerst wird für diese Füllung das vorläufige Diagramm mit unendlicher Pleuelstangenlänge gezeichnet, oder es wird, um bei dem Entwurf der Scheitellinie die gleichen Grundsätze zu befolgen, wie sie früher für die Normalfüllung aufgestellt wurden, das vorläufige Diagramm für die Normalfüllung gezeichnet und, nachdem die Scheitellinie (nach Art. 361 bis 368 und Anhang 21, Art. 60 bis 80) entworfen ist, derjenige Punkt C der Scheitellinie aufgesucht, welcher der gewollten Entwurfsfüllung bei

geschränktem Antrieb entspricht (Anhang 21, Art. 69 und 70), und zwar ebenfalls für unendliche Pleuelstangenlänge.

Der Kürze halber ist hier das Diagramm nicht noch einmal entwickelt, sondern das Diagramm Fig. 130 S. 146 benutzt und in die Fig. 413a in kleinerem Maßstab eingetragen. Der Punkt C für die Entwurfsfüllung von 0,25 ist in der angegebenen Weise bestimmt und der Punkt P für die Füllung von 0,28, welcher bei dem Entwurf des Diagramms Fig. 130 als Ausgangspunkt diente, der Vollständigkeit und des Vergleichs halber aus ihr übernommen.

Der Voreilwinkel δ_c, die Exzentrizität $r_c = MC$ und die gefundene Überdeckung, die letzteren beiden Größen in offenem Maßstabe, sind die, für welche das Diagramm mit ausgeglichener Füllung zu konstruieren und die Schränkung zu bestimmen ist.

Für ein Stangenlängenverhältnis des Kraftgetriebes von $\frac{1}{5}$ und 25% Füllung wird tg $\zeta_d = 0{,}0402$ und tg $\zeta_k = 0{,}0472$ der Tabelle entnommen.

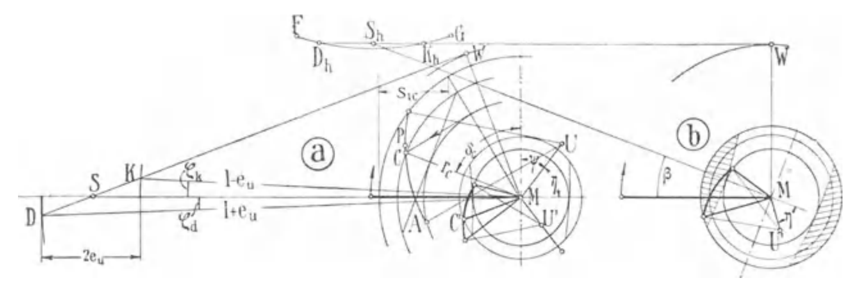


Fig. 413.

63. Die Exzenterstangenlänge wird nach Art. 53 $l = 1{,}4 \, . \, r_c \frac{L}{R} = 7 \, r_c$.

Diese Größe überschreitet die Grenzen des Blattes. Deshalb ist das Exzentergetriebe $\frac{1}{2}$ der ursprünglichen Darstellungsgröße aufgetragen. Dabei ist aber gleichzeitig der Übergang von der Diagrammlage zur Getriebelage bewirkt. Dieser Übergang hat gegenüber der Grundrichtung der Schränkungszentrale gemäß Art. 43 genau so zu erfolgen wie bei unausgeglichenen Steuerungen, nämlich symmetrisch über MS.

Die Kreise mit $l - e_u$ und $l + e_u$ um M liefern nach Abtragung der Winkel ζ_k und ζ_d die Punkte D und K der Führungsbahn. Die durch die Punkte D und K (mit Sorgfalt) zu legende Gerade liefert den Schränkungsabstand, den Schränkungskreis und den Punkt S.

64. Die hier mit Rücksicht auf die beschränkte Buchbreite vorgenommene Verkleinerung auf $\frac{1}{2}$ wird sich unter Umständen auch praktisch empfehlen, weil es erwünscht ist, das Entwurfsdiagramm für unendliche Stangenlänge, welches wichtige Größenverhältnisse liefert, ziemlich groß, etwa mit einem Radius von 100 mm, aufzutragen, während für das Diagramm mit geschränkter Schubrichtung der große Maßstab wegen der Kreisschläge mit $l + e$ und $l - e$ unbequem ist. Von der Ineinanderzeichnung der beiden Diagramme Fig. 413a wird jedoch besser abgesehen.

65. Das in Fig. 413a gefundene Diagramm gilt nach entsprechendem bestimmtem Maßstab noch für Maschinen jeder Größe und sowohl für Schiebermaschinen wie für Ventilmaschinen; auch kann das Übertragungsgetriebe noch frei gewählt werden und durch DK eine gerade oder eine in einem oder anderem Sinne gekrümmte Schwingbahn gelegt werden.

Ferner kann noch die Schubrichtung DK mit der Schränkungszentrale und dem ganzen Dreieck $MDSKW$ gedreht und den Antriebsverhältnissen angepaßt werden. Dabei muß aber unter Belassung der Kurbel in ihrer Grundstellung die Scheitellinie, also auch ihr Mittelpunkt U' oder der Arm MU' des festen Exzenters mit gedreht werden.

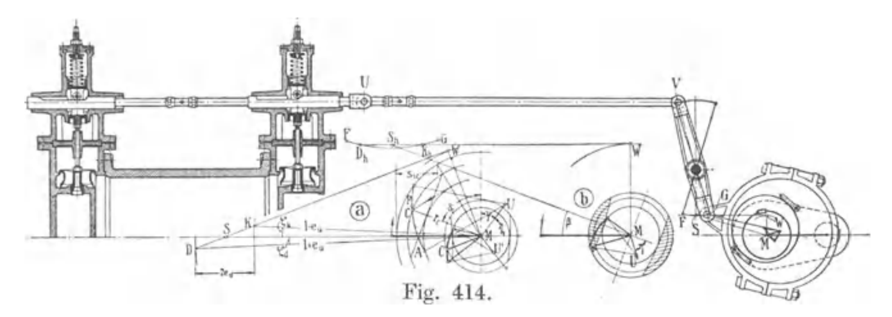


Fig. 414.

Fig. 413b stellt die Drehung für die Verhältnisse der Fig. 414, in welche die Fig. 413a und b noch einmal in verkleinertem, aber immer noch erheblich größerem Maßstab, als der Konstruktionszeichnung entspricht, eingetragen ist. Die Kurvenschubstange und die Kuppelstange liegen hier horizontal und es ist die Forderung eines (in der gezeichneten Projektion) geraden Hebels gestellt (eine Forderung, die nicht gerade dringend ist).

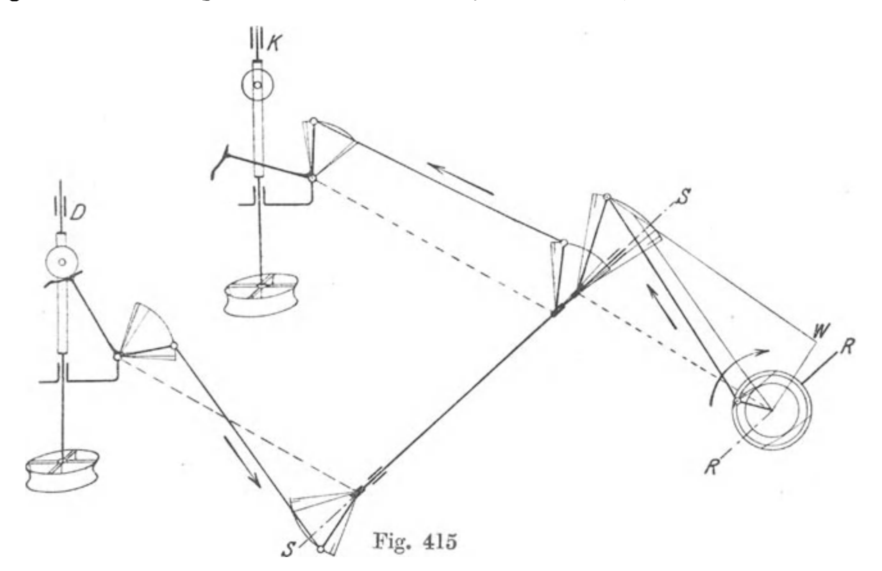


Fig. 415

Daraus ergibt sich bei proportionaler Vergrößerung der Schwingbewegung eine ungefähr horizontale Schubrichtungssehne DK und ein Kreisbogen, dessen Mittelpunkt auf der entgegengesetzten Seite liegt wie die Wellenmitte U (vgl. Art. 47 und 54). Dementsprechend ist das Exzentergetriebe Fig. 413a gedreht und in die Lage 413b gebracht. Beachte die veränderte Lage der Scheitellinie in bezug auf die Kurbel und die Eintragung des Winkels η zur Bestimmung der Lage.

Daß in Fig. 413b die kompensierte Exzentrizität gerade in die Richtung der Kurbel fällt, ist ein Zufall.

In der materiellen Getriebezeichnung ist die Kurbel in der äußeren Totlage gezeichnet, also mit der Scheitellinie gegen das Lagenschema Fig. 413b um 180° gedreht.

Die Öffnungssicheln sind in dem Lagenschema für die größte Füllung schraffiert, und zwar in der Meßrichtung (Art. 44 und 45), d. h. auf der Deckelseite senkrecht zur Hebelarmstellung D_h, auf der Kurbelseite senkrecht zur Hebelarmstellung K_h.

66. Auch für Ventilsteuerungen mit Steuerwelle ist der Ausgleich mit geschränkter Führungsbahn und kurzer Exzenterstange anwendbar und

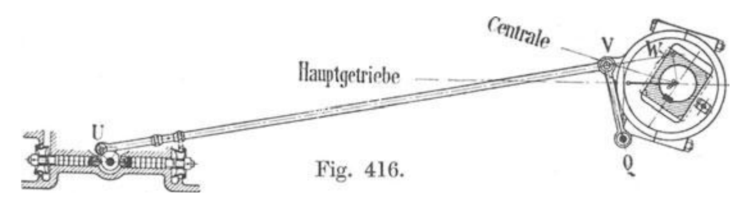


Fig. 416.

auch schon ausgeführt. Die Steuerwelle braucht dann nur bis zum vorderen Zylinderende geführt zu werden, wo auch der Flachregler liegt. Die Übertragung der Schwingbewegung auf die Kurbel- und Deckelseite erfolgt mittels Schwingwelle. Vgl. die schematische Fig. 415. In ihr ist *RR* die umlaufende Steuerwelle; an ihrem dem Beschauer zugewandten Ende befindet sich der in der Figur nicht angedeutete Flachregler mit dem Stellexzenter. *SS* ist die Schwingwelle. Dieselbe sollte, obwohl starke Kräfte an ihr nicht auftreten, doch ziemlich stark (geeignetenfalls als Rohrwelle) ausgeführt sein, damit bei den wechselnden Drehmomenten die elastischen Verdrehungsformänderungen möglichst klein ausfallen. Bei der Anordnung ist angenommen, daß die verwendeten Daumengetriebe für gezogene Stangen (hier gezogene Kuppelstangen) passend sind (vgl. Fig. 148 und 152). Die kurze Exzenterstange ist dann für das Öffnen auf der Deckel-

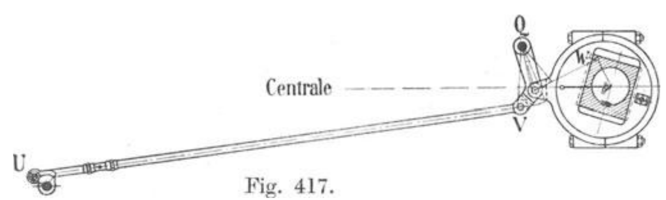


Fig. 417.

seite, wie es sein muß, gedrückt. Die dem Beschauer zugekehrte Deckelseite ist mit einem *D* an der Ventilspindel gekennzeichnet. Der Daumen befindet sich bei ihr gerade in Anlagestellung; bei der kleinsten Bewegung im Sinne der Pfeile beginnt das Öffnen.

Wenn man Daumengetriebe für gedrückte Kuppelstangen verwenden will (vgl. Fig. 150 und 167), müssen die Hebel auf der Schwingwelle für die Kurbel- und Deckelseite entgegengesetzt angeordnet sein. Der Hebelarm des Exzenterstangenangriffs bleibt unverändert. Vgl. ferner Fig. 185 rechts unten.

67. In Fig. 416 und 417 ist noch gezeigt, wie sich der Ausgleich mit geschränkter Schubrichtung an der bekannten Lentzsteuerung der Lanzschen Lokomobilen anbringen ließe. Sie haben geradlinig durch eine Prismenführung verstellte Stellexzenter, für die der Ausgleich ebensogut anwendbar ist wie für drehbare Stellexzenter.

In Fig. 416 ist der Exzenterstangenangriffspunkt mit dem Kuppelstangenangriffspunkt zusammengelegt. Dadurch geht der Hebel in eine einfache Lenkstange QV über.

In Fig. 417 ist an der Grundrichtung der Schränkungszentrale festgehalten. Es ergibt sich damit ein Winkelhebel.

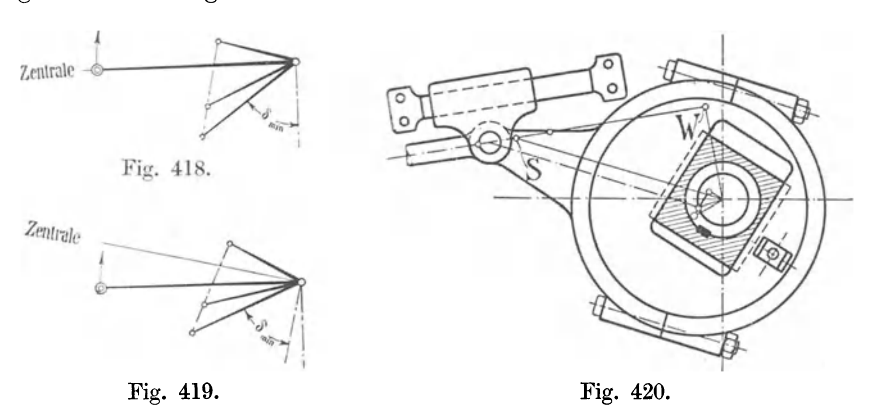


Fig. 418.

Fig. 419. Fig. 420.

Fig. 418 und 419 zeigen noch die Lagenschemas für die Anordnung Fig. 417 bzw. 416. Der kleinste Voreilwinkel (Voreilwinkel für die größte Füllung) ist dabei von der Senkrechten zur Zentrale im Drehsinne abgetragen.

Der Exzenterstangenendpunkt kann auch auf einer geraden, geschränkten Gleitbahn geführt werden. Fig. 420 zeigt eine solche Anordnung.

68. Die Nachprüfung der Vollkommenheit des Ausgleichs bei Füllungen, welche von der kompensierten verschieden sind, erfolgt am besten mittels eines dem Steuerungsdiagramm von Müller-Seemann (vgl. Anhang 21, Art. 63) ähnlichen Diagramms, welches für kurze Exzenterstange und geschränkte Steuerungsschubrichtung erweitert ist. In Fig. 421 ist dasselbe für die Füllungsgrenzen von 00 (absolute Nullfüllung) bis 45%, mit Kompensation für 20%, bei mäßig scharf gekrümmter Scheitelkurve dargestellt (scharfe Krümmung ist bei weiten Füllungsgrenzen hier nicht zu empfehlen).

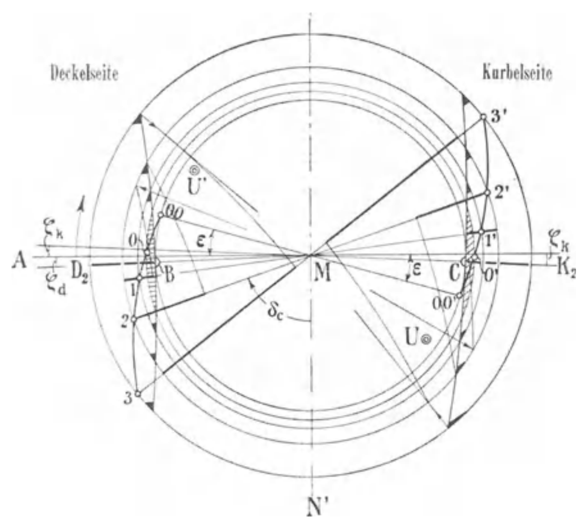


Fig. 421.

Der Exzenterkreis der Füllung 2 ist als verkleinerter Kurbelkreis benutzt. Die Füllungswege sind kräftig ausgezogen. Der Vergleich der beiderseitigen Längen zeigt sehr guten Ausgleich bei fast allen Füllungen.

69. Wie aus den ganzen Entwicklungen über den Ausgleich mit kurzer Exzenterstange und geschränkter Steuerungsschubrichtung hervorgeht und schon mehrfach betont ist, muß die ganze Steuerungsanordnung derartig sein, daß sie innen abschneidenden Einlaß bei direktem Antrieb einer Schiebersteuerung entspricht.

Diese Forderung lautet, wenn man auf eine Schiebersteuerung nicht bezugnehmen will, mit der Begriffsbestimmung der gedrückten und gezogenen Exzenterstange in Art. 398 des Haupttextes: Die Öffnung des Einlasses auf der Deckelseite muß bei gedrückter Exzenterstange stattfinden. Die Regel gilt sowohl für die Anordnung des Einlaßexzenters auf der Hauptwelle wie auf einer Steuerwelle. Bei Anordnung auf der Hauptwelle folgt daraus die weitere Regel: Die Scheitellinie in der Getriebelage muß, von der Welle aus gesehen, dem Kurbelzapfen zugekehrt sein.

Die Anordnung der Daumen auf den Schwingen oder der Kurvenschubstange hängt dann davon ab, ob ein zweiarmiger Hebel eingeschaltet ist oder nicht.

In Fig. 414 ist ein zweiarmiger Hebel eingeschaltet. Die Maschine in der konstruktiven Hauptfigur ist mit abgewandter Kurbel also für Öffnen des Einlasses auf der Kurbelseite gezeichnet. Die Rolle ist auf der Kurbelseite im Auflaufen begriffen, die Exzenterstange ist gezogen, wie es nach der obigen Regel sein muß. Daß die Kuppelstange VU dabei gedrückt ist, ist belanglos, da sie für die Regel nicht maßgebend ist.

Die Fig. 416 und 417 sind für Öffnen des Einlasses auf der Deckelseite gezeichnet; die Rolle auf der Deckelseite ist im Auflaufen begriffen. Die Exzenterstange ist dabei gedrückt, wie es sein muß. Hätte man den Antriebsarm auf der Schwingdaumenwelle entgegengesetzt (mit dem Punkte U nach unten) angeordnet, so hätte auch der Doppelschwingdaumen entgegengesetzt angeordnet werden müssen. In beiden Fällen muß also die äußere Rast des Doppelschwingdaumens auf der Seite des Schwingarmes liegen, also umgekehrt wie in Fig. 162, S. 194. Wenn dagegen statt des Hebels QV ein zweiarmiger Hebel eingeschaltet wäre, so hätte der Antriebsarm, wie in Fig. 162, S. 194, der äußeren Rast gegenüber liegen müssen. $T'E$ in Fig. 162 ist, wenn ein geschränkter Antrieb mit kurzer Exzenterstange vorausgesetzt ist, als Kuppelstange anzusehen, die wieder bezüglich des Gedrücktseins oder Gezogenseins nicht maßgebend ist.

70. Über die Voreinströmungs- und Füllungsverhältnisse bei ganz kleinen Füllungen kann man sich, genauer als dies durch graphische Ermittlung möglich ist, in folgender Weise ein Bild machen: Die Linien MD_2 und MK_2 (Fig. 421) teilen die Öffnungssicheln auf der Deckelseite bzw. auf der Kurbelseite in zwei symmetrische Hälften. In B bzw. in C wird die Sichel zu einem Punkt. Voreinströmung und Füllungsabschluß fallen zusammen. Die zugehörige Kolbenweglinie ist die Linie $00\,M\,00$ (00 Einmündungsstelle der Scheitelkurve in den Deckungskreis), B liegt um den Winkel $\varepsilon + \zeta_d$ vor der Deckeltotlage und C um den Winkel $\varepsilon - \zeta_k$ vor der Kurbeltotlage. Die beiden Voreinströmungswinkel der absoluten Nullfüllung unterscheiden sich also um den Winkel $\zeta_d + \zeta_k$. Wenn die Steuerung für eine Füllung von 20% kompensiert wurde, ist $\zeta_d + \zeta_k = \sim 4° 40'$ (vgl. die Tabelle S. 574).

Diese Ungleichheit in der Voreinströmung und der Füllung wird zum Teil zunächst noch bestehen bleiben, wenn die Füllung ein wenig über

die absolute Nullfüllung vergrößert wird, z. B. bis zu der Stellung 0. In dieser Ungleichheit bei ganz kleinen Füllungen könnte ein Nachteil erblickt werden; die Ungleichheit ist aber in der Wirkung fast belanglos:

Bei den ganz kleinen Füllungen kommt es nämlich für die Gleichheit der Arbeitsleistung auf beiden Zylinderseiten weniger auf die Gleichheit der Füllungswege als auf die Gleichheit der eingelassenen Dampfmengen an. Die eingelassenen Dampfmengen hängen aber bei engen Querschnitten, wenn der Druckunterschied beim Eintritt groß ist (mäßig hochreichende Kompression), vor allem von der Öffnungsweite und der Länge des Öffnungsbogens und weniger von der Lage des Öffnungsbogens gegenüber dem Totpunkt ab.

Die radiale Öffnungsweite ist nach den Annahmen des Steuerungsentwurfs auf beiden Seiten gleich, der Öffnungsbogen (die Öffnungszeit) auf der Kurbelseite etwas größer. Der Unterschied in den eingelassenen Dampfmengen wird also nicht groß sein.

71. Zum Schluß sei noch auf einen weiteren, nicht zu unterschätzenden Vorteil hingewiesen, welchen der Ausgleich mit geschränkter Schubrichtung bei Stellexzentersteuerungen gegenüber dem mit gesonderten Stellexzentern für beide Zylinderseiten hat: die Möglichkeiten, bei der Montage Fehler zu machen oder durch fehlerhafte Eingriffe nachträglich etwas zu verderben, sind infolge der Gebundenheit der einzelnen Größen durch den Entwurf und die Konstruktionsfestlegung viel geringer, die Montage- und Einstellvorschriften einfacher (vgl. die verwickelten Bedingungen für Vierexzentersteuerungen Art. 397 bis 414).

Es wird sich empfehlen, das Stellexzenter und das feste Exzenter (Grundexzenter) vor dem Einbau mit zusammengehörigen Marken für die kompensierte Füllung zu versehen und den Flachregler (der bei Stillstand auf größte Füllung einstellt, für das Einstellen der Steuerung so abzuspreizen, daß sich die Marken wieder decken.

Die Einstellung der Steuerung wird dann nur in einer Längeneinstellung der Kuppelstangen auf gleichen Voreinströmungswinkel bestehen (vgl. Art. 415). Wenn beim Doppelschwingdaumen nur eine Kuppelstange vorhanden ist, ist die richtige Summe der beiden Überdeckungen schon durch Lage der beiden Daumen auf der Daumenscheibe (Fig. 162, S. 194) gesichert. Bei der Kurvenschubstange wird sie durch die Einstellvorrichtung zwischen den beiden Schubdaumen (Fig. 414) hergestellt.

Bedeutung des Füllungs- und Kompressionsausgleichs.

72. Die Bedeutung des Füllungsausgleichs wird im allgemeinen etwas überschätzt. Sie hängt stark von der Aufgabe ab, welche die Maschine zu erfüllen hat. Von großer Bedeutung ist die Gleichheit der Arbeiten auf beiden Zylinderseiten bei Maschinen, welche zeitweise sehr langsam laufen müssen und dabei nicht stehen bleiben dürfen (Akkumulatorpreßpumpen, Bessemergebläse).

Die Rücksichten auf möglichst gleichmäßige Drehkräfte verlangen nicht so sehr die Gleichheit der Füllungen wie eine gewisse planmäßige Ungleichheit, die aber mit der aus der endlichen Pleuelstangenlänge mit unausgeglichener Steuerung sich ergebenden nicht gerade übereinstimmt. Daß das Drehkraftdiagramm für vollkommenen Ausgleich durchaus nicht am günstigsten wird, zeigt das für beiderseitig gleiche Dampfverteilung entwickelte Drehkraftdiagramm S. 63 mit den Überschußflächen 14,7 und 11,5 qcm.

Die nur einseitige Durchführung der Kolbenstange ergibt ferner gewisse Ungleichheiten, deren Ausgleich durch ungleiche Füllungen für möglichst gleiche Drehkräfte nicht getrennt, sondern ebenfalls im Zusammenhang mit den Wirkungen der ungleichen Pleuelstangenrichtungen auf die Drehkräfte betrachtet werden müßte. Das gleiche gilt von statisch etwa unausgeglichenen Gewichten des Kolbentriebwerkes stehender Maschinen. Die Feststellung, welche Ungleichheiten der Füllung das günstigste Drehkraftdiagramm ergeben, dürfte in so verwickelten Fällen eine sehr schwierige Aufgabe sein.

73. Die Verfahren, um eine gewollte Verschiedenheit in der Füllung zu erreichen, sind jedoch grundsätzlich die gleichen wie die zur Erreichung der Füllungsgleichheit ausgegebenen. Die rechnungsmäßig gefundenen Werte von λ_c (Art. 53) und ζ_d und ζ_k (Art. 59) gelten jedoch für gleich große Füllungen. Man wird also, wenn man mit der geschränkten Schubrichtung bestimmte Ungleichheiten in der Füllung erreichen will, auf das allgemeine Verfahren Art. 30 bis 34 zurückgreifen müssen.

Die Ungleichheiten in der Dampf- und Arbeitsverteilung infolge mangelnden Ausgleichs sind bei Einzylindermaschinen mit Kondensation verhältnismäßig viel größer als bei Verbundmaschinen; daher hat für erstere der Ausgleich der Füllungen eine größere Bedeutung als für letztere.

Eine gewisse Bedeutung haben die Ungleichheiten der Füllung auf beiden Seiten, mögen sie nun durch fehlenden Ausgleich oder planmäßig entstanden sein, auch für den Dampfverbrauch. Der Mehrverbrauch ist jedoch bei der in Frage kommenden Kleinheit der Ungleichheiten gering.

74. Der **Kompressionsausgleich** ist im allgemeinen von geringerer Bedeutung als der Füllungsausgleich. Bei hohen Gegendrucken (Hochdruckzylinder von Verbundmaschinen, Gegendruckmaschinen, Auspuffmaschinen) ist er von größerer Bedeutung als bei Zylindern mit Kondensatorgegendruck. Da der Kompressionsausgleich leicht durchführbar ist (Ausgleich durch ungleiche Überdeckung nach Art. 27 und 28), soll man ihn in den ersteren Fällen anwenden. Bei Zylindern mit Kondensatoranschluß wird man auf den Kompressionsausgleich in der Regel verzichten oder einen nur teilweisen Ausgleich durchführen, weil die an sich bei ihnen verhältnismäßig große Vorausströmung sonst auf der Deckelseite übermäßig groß wird.

Anhang 23.

Geometrie der Daumengetriebe für Ventilsteuerungen.

Die nachstehenden Erläuterungen und Verfahren gelten nicht nur für Dampfmaschinen, sondern, besonders soweit sie sich auf umlaufende Daumen beziehen, auch für Verbrennungskraftmaschinen.

Beziehung zwischen Daumenkurve und Rollenmittelpunktskurve.

1. Wenn auf einer festen Bahn DD' (Fig. 422) eine Rolle mit dem Radius ϱ abrollt, beschreibt ihr Mittelpunkt eine Bahn SS', welche eine Äquidistante zur Bahn DD' ist. Die Bahn DD' werde **Daumenkurve** genannt, die Bahn SS' **Mittelpunktskurve** oder kurz **S-Kurve.**

Wenn statt der Daumenkurve die Mittelpunktskurve stofflich ausgeführt gedacht wird (Fig. 423), muß an Stelle der Rolle ein Punkt (der bisherige Rollenmittelpunkt) treten, welcher auf der S-Kurve gleitet. Damit wird dann eine Bewegung nach dem gleichen Gesetz erzeugt wie vorher.

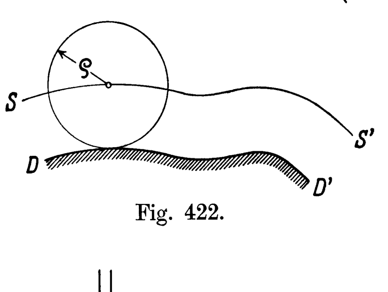


Fig. 422.

Den Punkt kann man sich als senkrecht zur Bildebene stehende Schneide denken, welche von der Bildebene in dem betrachteten Punkt geschnitten wird. Die Benennung S-Kurve soll andeuten, daß die auf ihr gleitend gedachte Schneide die Mittelpunktsbewegung der Rolle hervorbringen würde.

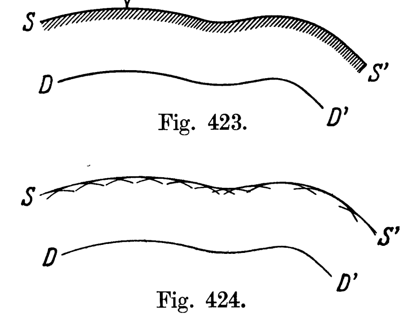


Fig. 423.

Fig. 424.

2. Bei Untersuchungen von Daumengetrieben mit Rolle wird statt der Daumenkurve die S-Kurve betrachtet, also eine Kurve, die körperlich nicht existiert. Der Grund für diese Betrachtungsweise ist, daß die Bewegung eines Punktes auf einer Bahn einfacher zu verfolgen ist als das Ablaufen einer Rolle auf der Daumenkurve.

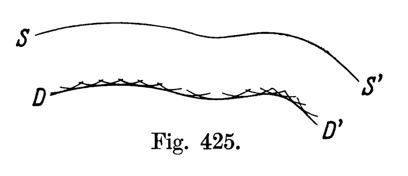


Fig. 425.

3. Wenn die Daumenkurve nur durch ihre Darstellung ohne Angabe der geometrischen Eigenschaften der Kurve gegeben ist, kann die S-Kurve nur als Hüllkurve von Kreisen gefunden werden, welche mit dem Rollenradius um Punkte der Daumenkurve geschlagen sind (Fig. 424). Umgekehrt wird die Daumenkurve, wenn die S-Kurve nur durch ihre Darstellung gegeben ist, als Hüllkurve von Kreisen gefunden, welche mit dem Rollenradius um Punkte der S-Kurve geschlagen sind (Fig. 425). Die erste Aufgabe tritt auf, wenn ein gegebenes Getriebe untersucht werden soll, die zweite, wenn ein Getriebe für ein bestimmtes Bewegungsgesetz entworfen werden soll.

Zusammensetzung der Daumenkurve aus Kreisbögen und geraden Linien.

4. Das angegebene Verfahren der Verzeichnung der Hüllkurven zu Kreisen mit dem Rollenradius ist, obwohl es mathematisch korrekt ist, zeichnerisch sehr ungenau, besonders bei kleinen Steuerdaumen. Man setzt daher die Daumenkurve meist aus Kreisbögen und geraden Linien zusammen. Die Ädquidistanten der Teilstücke der Kurven sind dann konzentrische Kreise und parallele Linien. Bei der Zusammensetzung aus Kreisbögen und geraden Linien folgen aus der Bedingung, daß an den Übergangsstellen die Tangenten die gleiche Richtung haben müssen, die nachstehenden Beziehungen mit den Bezeichnungen der Fig. 427 auf S. 585:

$$R_{is} = R_{id} + \varrho\,; \qquad R_{as} = R_{ad} + \varrho\,; \qquad r_s = r_d - \varrho\,; \qquad r_s' = r_d' + \varrho\,.$$

Das Viereck $GBCH$ ist ein Rechteck.

5. Die Zusammensetzung der Daumenkurve aus Kreisbögen und geraden Linien entspricht in dynamischer Beziehung zwar nicht gerade den höchsten Anforderungen, verdient aber doch, besonders bei kleinen Daumen, den Vorzug, weil sie allein eine exakte zeichnerische Darstellung und klare Maßangaben für die Werkstatt ermöglicht.

An den Übergangsstellen treten bei tangentialer Einmündung zwar keine sprunghaften Geschwindigkeitsänderungen, also auch keine Stöße auf, wohl aber sprunghafte Beschleunigungsänderungen. Wenn diese nun auch keine Stöße verursachen, so sind doch solche sprunghaften Beschleunigungsänderungen aus anderen Gründen unerwünscht. **Es sollten** deshalb **die Übergänge bei der letzten Überarbeitung** in der Werkstatt (d. h. bei der Schlichtung) **verwischt werden.** (Anhang 25, Art. 9, 33, 34, 41, 44.)

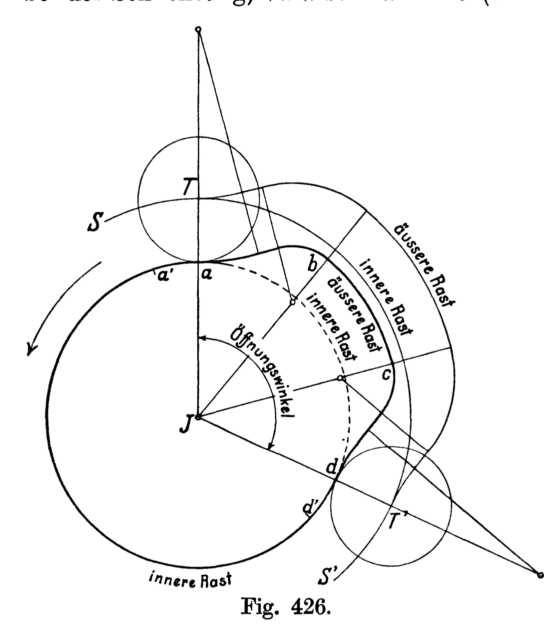


Fig. 426.

Um an den Wendestellen (d. h. dort, wo entgegengesetzte Krümmungen aufeinander folgen) solche Verwischungen der Übergänge ohne tiefgreifende Änderungen des Profils zu ermöglichen, ist dort die Einschaltung einer, wenn auch nur kurzen Geraden unerläßlich.

Vorschläge für die Wahl der Radien der Kreisbögen und die Länge der eingeschalteten Geraden finden sich im Haupttext Art. 451 bis 459.

6. Für die einzelnen Teile der Daumenkurve mögen folgende **Benennungen** eingeführt werden. Die Daumenkurve umlaufender und schwingender unrunder Scheiben besteht mit Ausnahme des in Art. 19 bis 25 behandelten Falles aus zwei drehzentrischen Kreisen, **innere** und **äußere Rast,** auch Grundkreis und Scheitelkreis genannt (Fig. 426), zwischen welchen die **Hubkurve** *ab* und die **Senkkurve** *cd* eingeschaltet ist. Bei Schwingdaumen ist die Hubkurve und die Senkkurve identisch. Die Daumenkurve von Schwingdaumen wird in der Regel nur soweit ausgeführt, wie dies der Ausschlag verlangt. *a* werde **Anhubpunkt,** *d* **Absatzpunkt** genannt.

Wenn die Daumenkurve und damit auch die *S*-Kurve aus Kreisen und Geraden zusammengesetzt ist, werden die Kreise um *O* Fig. 427 und 428 Anlaufkreise, die um *N* Auflaufkreise genannt.

7. Die innere Rast bildet zwar die Grundlage der geometrischen Untersuchungen, kommt aber bei aufsitzenden Steuerorganen (Ventilen) nicht oder nur auf einem sehr kurzen Stück zur Ausführung. Das Ventil muß nämlich, nachdem es geschlossen ist, von allen Daumendrucken befreit sein, damit die Dichtungsdrucke (Federdruck, Dampfüberdruck auf den nicht entlasteten Teil der Doppelsitzventil, Gasdruck bei den nicht entlasteten Ventilen der Verbrennungskraftmaschinen) auf die Dichtungs-

flächen und nicht auf den Daumen wirkt. Andererseits müssen kurz vor dem Öffnen des Ventils alle Teile zwischen Daumen und Ventil erst unter Spannung gesetzt werden, wobei kleine elastische Formänderungen eintreten, auch muß das Öl aus den immerhin vorhandenen sehr kleinen Spielräumen der Lager und Führungen des Getriebes erst fortgedrückt werden.

8. Hierzu wird ein kurz vor dem Anhubpunkt in die innere Rast einlaufender, nicht drehzentrischer Kreis eingeführt, der seiner Aufgabe nach als **Spannkurve** bezeichnet werde. Sie muß selbstverständlich an dem Übergangspunkt tangential in die innere Rast einlaufen, die Mittelpunkte der Kreise müssen also mit dem Übergangspunkt auf einer Geraden liegen. Läßt man den Übergangspunkt mit dem Anhubpunkt *a* zusammenfallen, so verschwindet die innere Rast ganz und der Mittelpunkt der Spannkurve liegt zwischen *J* und *a* bzw. *J* und *d* in der Nähe von *J*. Die im nachfolgenden viel benutzte, nur gedachte Fortsetzung der inneren Rast über *a* hinaus bleibt dagegen ein Kreis um *J*. Die Kurve *dd'* müßte sinngemäß Entspannkurve genannt werden, doch möge für sie die gleiche Benennung beibehalten werden wie für die Kurve *aa'*. Bei Schwingdaumen wird nur die Kurve *aa'* ausgeführt, die in der Richtung *a'*, *a* als Spannkurve, in der Richtung *aa'* als Entspannkurve durchlaufen wird. Vgl. auch die Fig. 162, 163, 164, in denen die Mittelpunkte der inneren Rasten mit O_s bezeichnet sind.

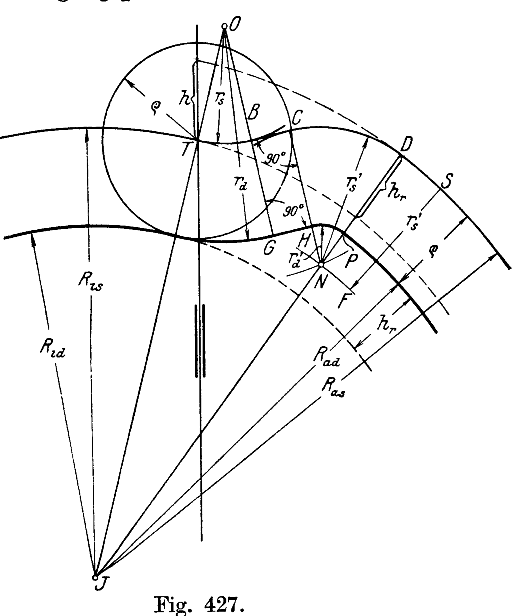


Fig. 427.

9. Der in Fig. 426 noch unter Voraussetzung der Ausführung einer vollständigen inneren Rast mit innerer Rast bezeichnete Teil zwischen *a'* und *d'* kann bei aufsitzenden Steuerorganen beliebig geformt werden, nur darf er an keiner Stelle über den innersten Punkt der Spannkurve radial vorspringen. Er darf auch, wenn die Spannkurven hinreichend weit geführt sind, bei *a'* und *d'* scharf gegen die Spannkurven abgesetzt werden.

Bei Schiebern, welche von Daumen angetrieben werden, was bei Gitterschiebern zuweilen vorkommt (vgl. Führer S. 1116), fällt die Spannkurve fort. Die innere Rast ist auf der ganzen durchlaufenen Länge auch als solche auszuführen, d. h. bei umlaufenden Daumen auf dem ganzen Bogen in Fig. 426 ausgezogenen Bogen *ad*.

10. Wenn die Radien r_s, ϱ, r_d' und der Wert α (Art. 449 bis 465 des Haupttextes) gegeben oder gewählt sind und R_{is} durch die Größenbestimmung des Getriebes (Art. 466 bis 551) gefunden ist, ergibt sich folgender **Gang für die Verzeichnung der S-Kurven und der Daumenkurve.**

Man schlägt (Fig. 427) um den Drehpunkt *J* den Kreis mit R_{is} und

mit $R_{as} = R_{is} + h_r$[1]). Von dem äußeren Kreis geht man an einem beliebigen Punkt S um den Betrag $r_s' = r_a' + \varrho$ radial nach innen bis F und schlägt mit JF den Kreis. Auf diesem Kreis liegt der Mittelpunkt N der beiden Auflaufkreise auf die äußere Rast der S-Kurve und der Daumenkurve. Den Radius JF dieses Kreises kann man auch rechnungsmäßig finden, ohne vorher den Kreis mit R_{as}, der erst später benötigt wird, zu schlagen; es ist $JF = R_i + h_r - (r_d' + \varrho)$.

Der Mittelpunkt O der beiden Anlaufkreise liegt auf der Richtung JT und wird gefunden durch Abtragung von r_s von T aus.

Um den Punkt N auf dem um J mit $R_{as} - (r_a' + \varrho)$ geschlagenen Kreise zu finden, schlägt man um O einen Kreis mit

$$c = r_s + r_a' + \varrho + \alpha h .$$

Es gehen dann die mit r_s um O und mit $r_d' + \varrho$ um N geschlagenen Kreise im Abstande αh umeinander vorbei, wie es der Absicht des Entwurfs, der die Zwischenschaltung einer kurzen Geraden gestatten soll, entspricht. Ebenso gehen die Kreise um O mit $r_s + \varrho$ und um N mit r_d' im Abstande αh aneinander vorbei.

11. Nachdem man um O die Kreise mit r_s und $r_s + \varrho$, um N die Kreise um r_d' und $r_d' + \varrho$ geschlagen hat, zieht man die gemeinsamen Tangenten an die zusammengehörigen Kreise und fällt auf die Tangenten die Lote von O und N aus, um die Übergangspunkte der Kreise in die Geraden zu finden[2]). Es ergibt sich damit das Rechteck $BCHGB$. Die Richtung JN begrenzt in ihrer Verlängerung in den Punkten P und D die Auflaufkreise; in P und D beginnt die äußere Rast der S-Kurve bzw. der Daumenkurve mit den Radien R_{ad} und R_{as}.

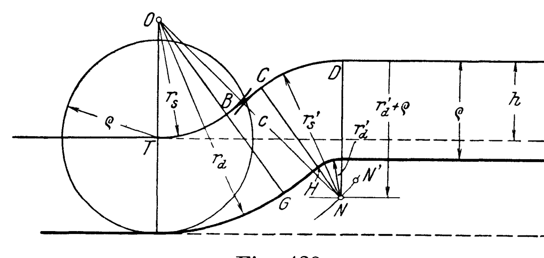


Fig. 428.

12. Bei der Kurvenschubstange (Daumenschiene) tritt bei Bestimmung des Punktes N an Stelle des Kreises mit JF eine Parallele zur äußeren Rast der S-Kurve im Abstande $r_d' + \varrho$ (Fig. 428). In der Figur ist angenommen, daß die Führungsrichtung der Rolle senkrecht zur Schubrichtung der Kurvenschubstange steht, womit $h_r = h$ wird.

---

[1]) h_r ist der Abstand der äußeren Rast von der inneren und bei geradliniger Führung der Rolle gleich der radialen Komponente des Rollenhubes h. Es ist hier der allgemeine Fall angenommen, daß die Führungsrichtung des Rollenmittelpunktes nicht durch den Daumendrehpunkt J geht (vgl. Art. 17). Bei zentraler Führung ist $h_r = h$.

[2]) Zeichnerisch verfährt man hierbei, um durch mehrfaches Anlegen der Zeichengeräte nicht unnötige Ungenauigkeiten zu erhalten, am besten so, daß man eine Kathete des Zeichendreiecks an die S-Kurvenkreise mit r_s und r_s' zum Ziehen der gemeinsamen Tangente anlegt, darauf an die Hypotenuse des Zeichendreiecks ein Schiebelineal oder ein anderes Dreieck legt und unter Festhaltung desselben die vier Linien BC, GH, OG und NC zieht. Die letzten beiden Linien begrenzen die Länge der eingeschalteten Geraden und geben die Übergangsstelle von den Kreisen in die Gerade an.

Gegenseitige Bewegung und Führung von Daumen und Rolle.

13. Es ist bei den Erläuterungen Art. 1 bis 3 angenommen, daß die Daumenkurve still steht und die Rolle sich gegen dieselbe bewegt. Bei Steuerungsantrieben sind während der Bewegung des Steuerorgans beide Teile in Bewegung. Das bisher Gesagte gilt jedoch auch für dien Fall, daß die Daumenkurve eine Drehbewegung vollführt oder parallel mit sich selbst verschoben wird und der Rollenmittelpunkt T auf einer festen Bahn (in der Regel ein Kreis oder eine Gerade) geführt wird. Man muß nur die relative Bewegung des Rollenmittelpunktes im System des Daumens betrachten und dabei die Daumenkurve als feststehend ansehen. Die S-Kurve ist dann die Bahn des Rollenmittelpunktes im System des Daumens. Bei feststehend gedachter Daumenkurve muß man sich zur Erreichung der gleichwertigen Relativbewegung die in Wirklichkeit dem festen System angehörige Führungsbahn des Rollenmittelpunktes um den Drehpunkt J des Daumenkörpers gedreht denken — **Ersatzdrehung** —; damit kommt man wieder auf die ursprünglichen Voraussetzungen zurück.

14. Der Körper der Daumenkurve läuft entweder um (rotiert) oder wird von einem Exzenter in schwingende Bewegung versetzt. Die Rolle ist dabei entweder an einem Hebel angebracht, der die Bewegung auf das Ventil überträgt, oder unmittelbar an der Ventilspindelführung. Im ersten Falle bewegt sich der Rollenmittelpunkt auf einem Kreis, ein zweiter auf einer Geraden.

Man bezeichnet die Körper, welche die Daumenkurve enthalten, als **unrunde Scheiben, Drehnocken, Drehdaumen, Drehschwingdaumen, Schwingdaumen.** Schwingdaumen sind unrunde Scheiben, welche in schwingende Bewegung versetzt werden.

Wenn der Drehpunkt des Schwingdaumens im Unendlichen liegt, geht der Drehschwingdaumen in einen Schubschwingdaumen, Schubnocken (Kurvenschubstange) über.

Eine andere Form der Bewegungsübertragung, bei welcher die Rolle vom Exzenter angetrieben wird und der Daumen am Ventilhebel oder an der Ventilführung angebracht ist, ist weiter unten besprochen.

Bestimmung der Rollenerhebungen in Abhängigkeit vom Daumendrehwinkel und umgekehrt.

15. Die nachstehenden Entwicklungen gelten sowohl für den Fall, daß die unrunde Scheibe mit der Steuerwelle umläuft, wie für den Fall, daß sie mittels eines Exzenters oder in ähnlicher Weise in Schwingungen versetzt wird. Im letzteren Falle sind nicht die Drehwinkel der Steuerwelle, sondern die Schwingenausschläge als Drehwinkel der Daumen einzuführen. Die Feststellung der Schwingenausschläge für gegebene Steuerwellendrehwinkel geschieht nach einem besonderen, im Anhang 24 behandeten Verfahren. Bei Dampfmaschinen überwiegen heute bei weitem die von Exzentern angetriebenen Schwingdaumen.

16. Rolle gerade und zentral geführt (Fig. 429 und 430). Zunächst ist die Äquidistante STS' zur Daumenkurve im Abstande des Rollenradius zu zeichnen.

Erstes Verfahren (Fig. 429). Innere Rast der S-Kurve über T hinaus entgegen dem Drehsinn verlängern. Einführung der Ersatzdrehung, d. h. Daumen in der Anlaufstellung festhalten. Rolle mit der Führung

entgegen dem Drehsinn um J drehen (Relativbewegung). Zerlegung der Bewegung: In Gedanken mit der Schneide langgehen auf der inneren Rast der S-Kurve, z. B. für den Drehwinkel α_3 bis 3 (ergibt keinen Rollenhub), darauf anheben in der gedrehten Führungsrichtung auf die S-Kurve (ergibt die ganze Rollenerhebung). Es ist $3\,3'$ die zu dem Drehwinkel α_3 gehörige Rollenerhebung. Ebenso sind $1\,1'$, $2\,2'$, $4\,4'$ usw. die zu den bezüglichen Drehwinkeln gehörigen Rollenerhebungen.

Zweites Verfahren (Fig. 430). Die Rollenerhebungen sind gegeben, es sollen die zugehörigen Drehwinkel gefunden werden (z. B. seien die Rollenerhebungen durch eine Gleichteilung der Hubhöhe h gegeben).

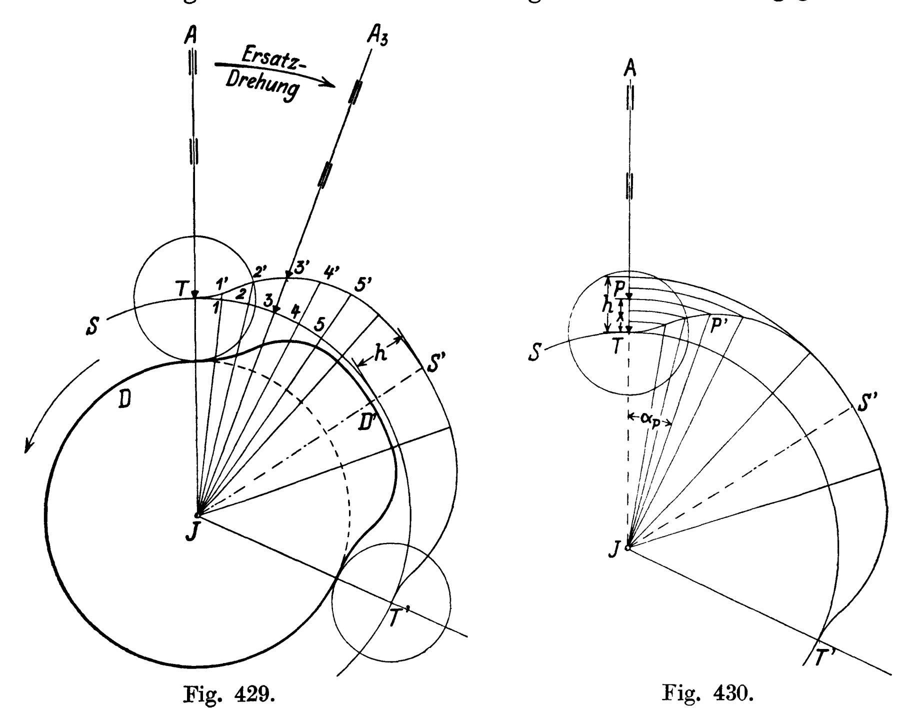


Fig. 429. Fig. 430.

$TP = x$ gegebene Rollenerhebung, Kreis mit JP um J. Dieser schneidet die S-Kurve in P'; PJP' ist der gesuchte Winkel; denn wenn bei der Drehung der Daumenscheibe P' nach P gelangt ist, muß die Rollenmitte bis P aufgestiegen sein.

17. Rolle gerade, aber nicht zentral geführt (Fig. 431). Die Führungsrichtung AT geht im Abstande t an der Mitte der Daumenwelle vorbei. Sonstige Bedingungen wie in Art. 16.

Erstes Verfahren (Fig. 431). Einführung der Ersatzdrehung; bei derselben muß der Abstand t erhalten bleiben, d. h. alle gedreht gedachten Führungsrichtungen tangieren einen Kreis um J mit dem Radius t.

Zerlegung der Bewegung: Langgehen auf der verlängerten inneren Rast der S-Kurve. Anheben auf die S-Kurve in der Führungsrichtung; für den Winkel α_3 in der Fig. 431 näher ausgeführt. $3\,3'$ ist der Rollenhub für Winkel $TJ\,3$. h ist der größte Rollenhub.

Bei Umlaufdaumen mit symmetrischer Daumenkurve wird das Bewegungsgesetz für Auf- und Niedergang ungleich. Die Daumenform

ist in Fig. 431 so gebildet, daß sich für den Niedergang das gleiche Bewegungsgesetz ergibt wie für Aufgang. Die Daumenkurve ist für diese Forderung unsymmetrisch, doch ist die Erfüllung dieser Forderung nicht gerade notwendig.

Zweites Verfahren für gegebene Rollenerhebungen: Fig. 432 entspricht dem Verfahren Fig. 430, Art. 16: Wenn der Daumenausschlag für die Ventilerhebung $T3$ gefunden werden soll, zieht man $J3$ und schlägt den Kreis mit $J3$ um J; er schneidet die S-Kurve in 3′; $3J3'$ ist der gesuchte Daumenausschlagwinkel. Die Drehwinkel sind von den Verbindungslinien der einzelnen Punkte der Hublinie TB mit der Wellenmitte J zu messen. Die Ausgangsschenkel der einzelnen Winkel fallen hier also nicht zusammen. Das ist eine Unbequemlichkeit. Daher ist für gegebene Rollenerhebungen das Verfahren Fig. 433, welches eine Kombination von den Fig. 431 und 432 ist, vorzuziehen.

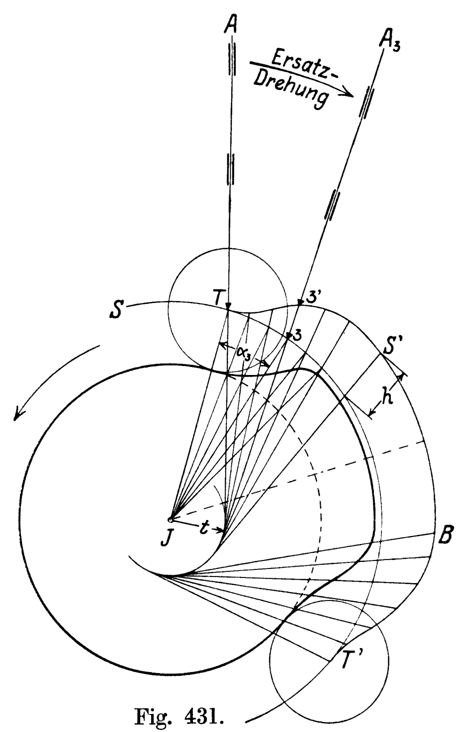


Fig. 431.

Fig. 432.

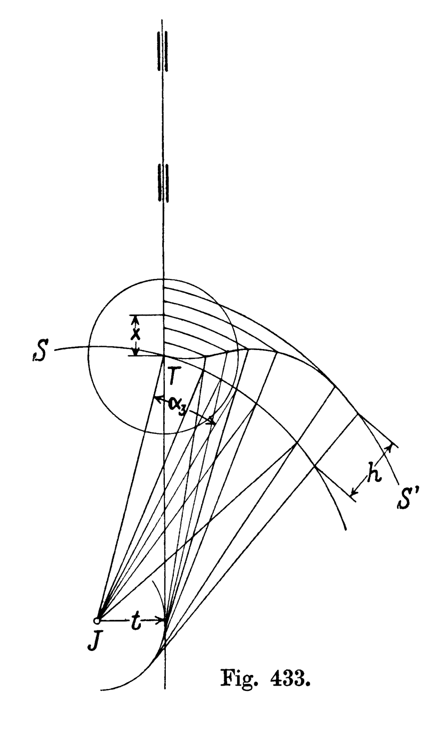


Fig. 433.

18. Rolle an einem Schwingarm, d. h. Rollenmitte auf einem Kreis geführt (Fig. 434). Der Drehpunkt C des Rollenarmes CT und die Mitte J der Daumenwelle sind feste Punkte, ihre Verbindungslinie JC ist eine feste Linie.

Erstes Verfahren (Fig. 434). Ersatzdrehung: Drehung des festen Armes JC gegen die festgedachte Daumenscheibe, z. B. für den Dreh-

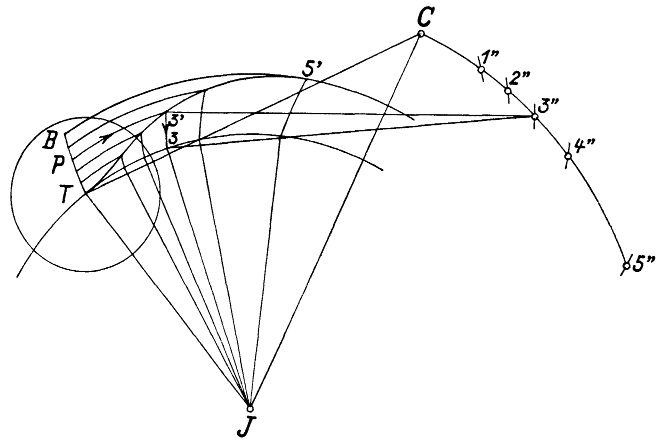


Fig. 434.

winkel $CJ\,3''$. Zerlegung der Bewegung von T auf der S-Kurve nach $3'$, während C nach $3''$ gelangt: Man gehe mit T entlang auf der inneren Rast der S-Kurve bis 3, steige, umgekehrt, wie der Pfeil angibt, dann

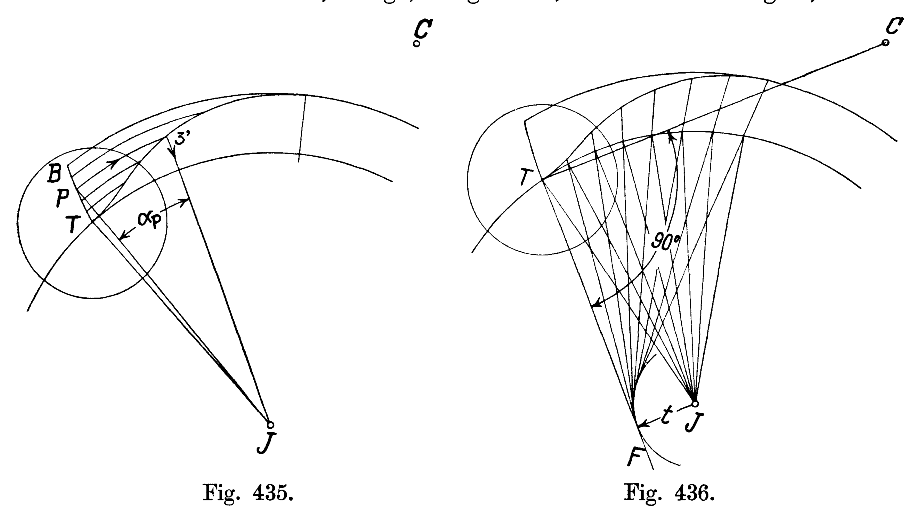


Fig. 435. Fig. 436.

zur S-Kurve auf der gedrehten Führungsbahn $3\,3'$ auf nach $3'$, d. h. schlage mit CT einen Kreis um $3''$. Es ist $3\,3''\,3'$ der Rollenhubwinkel für den Daumendrehwinkel $-\,CJ\,3''$.

Zweites Verfahren (Fig. 435) für gegebene Rollenhubwinkel. Das Verfahren entspricht dem der Fig. 432; an Stelle der Geraden tritt hier der Kreisbogen TB mit CT als Radius, z. B. wird für den Rollenhubwinkel TCP der Daumendrehwinkel α_p gefunden, wie durch Pfeile an-

gegeben. Die Daumendrehwinkel gehen hier wieder nicht von der gleichen Richtung *JT* aus, daher besser.

Drittes Verfahren (Fig. 434), ebenfalls für gegebenen Rollenhubwinkel. Von 3′ aus wird mit der Armlänge *TC* in den Kreisbogen *C* 5″ eingeschnitten, 3″ gefunden. Der Kreis um 3″ in der Pfeilrichtung geschlagen ergibt den Punkt 3. *T* 3 ist der zur Erhebung *TP* gehörige Ausschlagbogen. Die Linien 3″ 3′ und 3″ 3 brauchen nicht gezogen zu werden, da der Ausschlag des Armes *CT* schon durch den Winkel *TCP* bestimmt ist. Übrigens kann der Ausschlagwinkel auch unmittelbar durch *CJ* 3″ gemessen werden.

Viertes Verfahren, Näherungsverfahren, Ersatz der Hubbögen durch ihre Tangenten in ihren Schnittpunkten mit der inneren *S*-Kurvenrast (Fig. 436). *t* wird gefunden als Abstand des Punktes *J* von einem Lot *TF*, welches man auf *CT* in *T* errichtet. Damit ist das Verfahren zurückgeführt auf das Verfahren Art. 17 Fig. 431.

Umkehrung der Antriebsverhältnisse. Rollenarm vom Exzenter angetrieben, Daumen am Ventilhebel.

19. Es ist bisher stets vorausgesetzt, daß die Rolle am Ventilhebel oder bei direktem Antrieb am Führungskörper des Ventils sitzt und von dem umlaufenden oder schwingenden Daumen angetrieben wird.

Das ist bei umlaufenden Daumengetrieben auch die beinahe einzig mögliche Form der Bewegungsübertragung. Bei schwingenden Getrieben, welche von einem Exzenter bewegt werden, ist dagegen auch die umgekehrte Form des Antriebes gut ausführbar und bietet unter besonderen Verhältnissen gewisse Vorteile. Bei ihr ist die Rolle statt des Daumens an der von dem Exzenter angetriebenen Schwinge angebracht, während der Daumen an der Ventilspindel oder bei Anwendung eines Ventilhebels mit diesem verbunden ist.

Fig. 437 zeigt ein solches Getriebe mit Daumen am Ventilhebel. *C* ist der Drehpunkt des Ventilhebels, *JT* ist der Rollenarm mit dem Drehpunkt *J*. Der Rollenarm wird von einem Exzenter angetrieben und vollführt hierbei eine ruhig schwingende Bewegung, während der Daumenhebel die sprunghafte Bewegung des Ventils mitmacht. Diese Antriebsform (Haupttext, Art. 552 bis 570) möge daher durch den kurzen Satz gekennzeichnet werden:

Rolle an der Schwinge, Daumen an der Springe.

Allgemein kann man bei Daumengetrieben (auch bei Wälzhebelgetrieben) für Ventilsteuerungen unterscheiden zwischen schwingenden und springenden Teilen, wobei durch die Zugehörigkeit zu den springenden Teilen der Anteil an den Widerständen der starken Anfangsbeschleunigung und Endverzögerung (Anhang 25) zum Ausdruck kommt.

Die normale vorher besprochene und im Haupttext Art. 416 bis 551 näher untersuchte Antriebsform würde mit obiger Benennung kurz gekennzeichnet werden durch die Fassung:

Daumen an der Schwinge, Rolle an der Springe.

20. Wenn die Rolle an der von dem Exzenter angetriebenen Schwinge sitzt, ist die im Art. 13 für die normale Anordnung eingeführte Ersatzdrehung nicht anzuwenden, weil hier die Bewegung des Rollenmittelpunktes tatsächlich vollzogen wird, die dort erst zur Vermeidung der

jedesmaligen Aufzeichnung des Daumens für die einzelnen Stellungen als Relativbewegung eingeführt wurde. Es ist deshalb auch bei der im Anhang 24 besprochenen Verlegung des Steuerungskreises nach anderen Punkten der Schwinge der Orientierungswinkel τ nicht in entgegengesetztem Sinne, sondern in gleichem Sinne abzutragen, wie er am Antriebsarm liegt.

21. Ein wesentlicher Unterschied gegenüber den Getrieben mit Daumen an der Schwinge und Rolle an der Springe besteht bezüglich der **Rasten:** Während diese dort konzentrische Kreise von verschiedenem Radius sind, sind es hier **zwei nicht konzentrische Kreise von gleichem Radius.** Das ergibt sich aus folgender Betrachtung:

Wenn man den Daumen wie gewöhnlich für die Abschlußstellung des Ventils gezeichnet hat (Fig. 437), ist die innere Rast ein Kreis, dessen

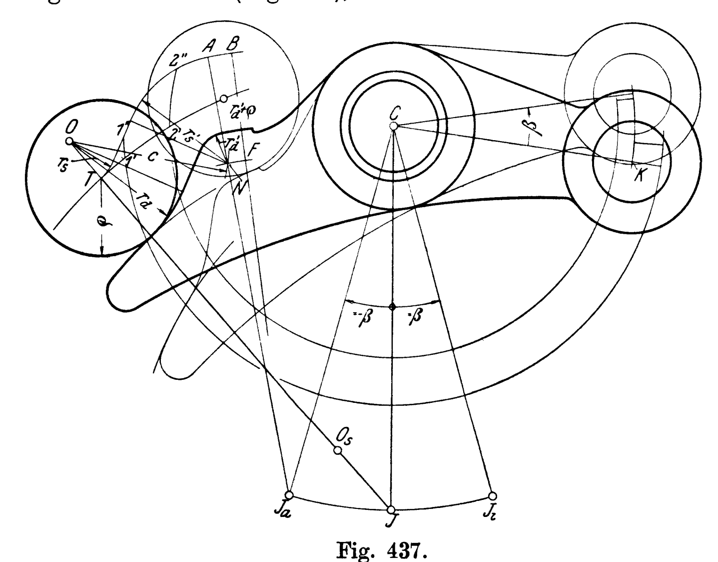


Fig. 437.

Mittelpunkt in den Drehpunkt J des Rollenarmes JT fällt. Damit wird die Forderung erfüllt, daß beim Ausweichen des Armes nach links das Ventil in der geschlossenen Stellung verharrt.

Von der äußeren Rast wird ebenso wie bei den Getrieben mit Daumen an der Schwinge gefordert werden müssen, daß das Ventil, nachdem die Rolle die äußere Rast erreicht hat, auch bei weiterem Ausschlag der Rolle in der entsprechenden Lage verbleibt. Das wird erreicht, wenn der Mittelpunkt der äußeren Rast, nachdem der Daumenhebel seinen vollen Ausschlag gemacht hat, in den Drehpunkt J des Rollenarmes fällt. Der Radius der beiden S-Kurvenrasten ist dabei gleich der Länge JT; der Radius der beiden Daumenkurvenrasten ist gleich $JT - \varrho$.

22. Der Daumen hat sich beim Übergang des Rollenmittelpunktes von der inneren zur äußeren Rast der S-Kurve um den beabsichtigten Ausschlag gedreht. Der Mittelpunkt der inneren Rast (der nur geometrisch, nicht materiell vorhanden ist) fällt nach der Drehung des Daumens nicht mehr in den Drehpunkt J des Rollenarmes, sondern ist, wenn der Daumen sich um C als Drehpunkt um den Winkel β gedreht hat, nach J_i gelangt.

Anfänger mögen diese Drehung des Daumenhebels um C, die in der Figur in dünnen Linien angedeutet ist, vornehmen, nachdem sie in der Anlaufstellung (also bei geschlossenem Ventil) die innere Rast auf Pauspapier geschlagen haben und auf demselben den Punkt J markiert haben. Nach der Drehung des Pausblattes um den gewollten Ausschlagwinkel β des Daumens werde dann die äußere Rast geschlagen, wieder um den festen Punkt J der Unterlage mit der Länge des Rollenarmes als Radius.

23. Das Verfahren ist wohl anschaulich, aber umständlich. Man kann die Verzeichnung der inneren und der äußeren Rast der S-Kurve und auch der Daumenkurve in der gleichen Lage des Daumenhebels, nämlich in der Lage bei geschlossenem Ventil vornehmen auf Grund folgender Betrachtung:

Da der Mittelpunkt der äußeren Rast nach der Drehung um den Winkel β nach J fällt, findet man die Lage des Mittelpunktes vor der Drehung, indem man um den Winkel β von CJ aus zurückgeht. Man trägt also den gewollten Drehwinkel β des Daumenhebels von CJ aus, entgegen der Drehung des Daumens beim Ventilanhub, ab und findet in J_a den Mittelpunkt der äußeren Rast für den in der Ventilschlußlage gezeichneten Daumenhebel.

24. Nachdem man die beiden Rasten der S-Kurve durch Kreise mit dem Radius JT um J und J_a geschlagen hat, kann man zwischen beiden die Übergangskurve, die wieder aus Kreisen und geraden Linien zusammengesetzt werde, verzeichnen. Man hat dabei zu beachten, daß der Mittelpunkt des aus der inneren Rast aufsteigenden Kreises auf der Richtung JT liegen muß, der des in die äußere Rast einlaufenden Kreises auf der Richtung J_aA, wenn A der Einmündungspunkt des Übergangsbogens in die äußere Rast ist.

Es seien gewählt oder gegeben der Radius r_s des Anlaufkreises der S-Kurve und der Radius r_d' des Auflaufkreises der Daumenkurve sowie der Rollenradius ϱ. Ferner sei der Abstand αh beider Kreislinien, welcher für die Länge der eingeschalteten Geraden bestimmend ist (vgl. Art. 5 und 10 bis 12 dieses Anhanges), angenommen. Aus diesen Größen kann man die S-Kurve und weiter die Daumenkurve wie folgt konstruieren.

Man trägt r_s von T aus in der Richtung JT ab bis O, schlägt um O den Kreis mit r_s. Alsdann geht man von einem beliebigen Punkt B der äußeren Rast in der Richtung BJ_a nach innen um den Betrag $r_d' + \varrho$ bis F, schlägt um J_a den Kreis mit J_aF und um O den Kreis mit

$$c = r_s + \varrho + r_d' + \alpha h.$$

Beide schneiden sich in N. Um N schlägt man die Kreise mit r_d' und mit $r_s' = r_d' + \varrho$.

Nachdem man dann noch um O mit $r_d = r_s + \varrho$ den Kreis geschlagen hat, kann man die beiden Kurven durch Ziehen der gemeinsamen Tangenten an die paarweise zusammengehörigen Kreise fertigstellen, wobei man sich wieder des in der Fußnote S. 586 erläuterten Verfahrens bedienen wird, durch welches man mit einmaligem Anlegen des Schiebedreiecks die beiden Tangenten und die vier Übergangspunkte erhält.

Den Mittelpunkt O_s der Spannkurve (vgl. Art. 7 u. 8) wird man zwischen J und T in der Nähe von J annehmen.

25. Um für die **Bestimmung der zu einem gegebenen Ausschlag des Rollenarmes gehörigen Ausschläge des Daumenhebels** geeigneten Verfahren zu gelangen, kann man folgende Überlegung anstellen:

Man denke sich den Rollenmittelpunkt, den man sich der einfacheren Anschauung wegen wieder als Schneide denken kann, von *T* aus ohne Rücksicht auf das Vorhandensein der *S*-Kurve und der Daumenkurve auf der inneren *S*-Kurvenrast bis zum Punkte 1′ geführt, wenn *TJ* 1′ der betrachtete Ausschlagwinkel des Rollenarmes ist.

Alsdann denke man sich unter Festhaltung des Punktes 1′ den Daumenhebel im Sinne der Ventilöffnung gedreht, also den linken Arm des Hebels niederbewegt, mitsamt der zum System des Ventilhebels gehörigen *S*-Kurve. Dabei beschreibt der im Raume fest gedachte Punkt 1′ im System des bewegten Daumenhebels einen Kreis um *C*. Wenn dieser Kreis die *S*-Kurve erreicht hat, wird die Bewegung abgebrochen. Es folgt hieraus, daß der Daumen um den Winkel 1′ *C* 1″ gedreht werden muß, wenn der Punkt 1′ mit dem Ausschlagwinkel *TJ* 1′ des Rollenarms nach 1″ gelangen soll.

Die gedachte Drehung des Daumenarmes braucht bei der Untersuchung nicht ausgeführt zu werden, es genügt der Kreis mit *C* 1′ um *C*. Anfänger werden sich aber über den Vorgang wohl besser klar werden, wenn sie auch hier ein Blatt Pauspapier, auf welches sie die *S*-Kurve durchgezeichnet haben, mit einer Nadel in *C* feststecken und, nachdem sie den Punkt 1′ auf der festen Unterlage markiert haben, das Blatt um *C* drehen. Die Abtragung des Winkels 1′ C 1″ von *CK* aus ergibt die Ventilerhebung.

Die Winkelabtragung geschieht am besten durch den Bogen 1′ 1″ usw. Damit man aber bei der Untersuchung mehrerer Stellungen, welchen immer ein anderer Radius zugehört, nicht irrt, schlägt man zweckmäßig die Kreise mit *C* 1′, *C* 2′ usw. bis zum anderen Hebelarm durch, trägt auf ihnen die zwischen der *S*-Kurve und ihrer inneren Rast gemessenen Bogen von der Richtung *CK* aus ab und überträgt sie radial nach dem mit *CK* um *C* geschlagenen Kreise. Vgl. auch das Verfahren im Haupttext Art. 570 mit Fig. 168.

Anhang 24.

Antrieb von Schwingarmen durch Exzenter, Steuerungskreis an der Schwinge.

Im nachfolgenden wird gezeigt, daß für Exzentergetriebe, deren Führungsbahn nicht eine durch die Wellenmitte gehende Gerade ist, ein ganz einfacher Projektionssatz gilt, sofern die Exzenterstangenlänge im Vergleich zur Exzentrizität groß ist. Der Fall liegt in der Regel vor bei Antrieben für Ventil- und Corlißsteuerungen. Die Aufsuchung zusammengehöriger Exzenterstellungen und Schwingbahnpunkte wird mit diesem Projektionsverfahren kaum umständlicher als bei normalen Exzentergetrieben für gewöhnliche Schieber mit gerader zentraler Führungsbahn.

Ableitung des Projektionssatzes.

1. Es sei gegeben der Exzenterkreis mit dem Mittelpunkt *M* und der Exzentrizität *r* (Fig. 438), ferner die Bahn, auf welcher der Exzenterstangenendpunkt geführt ist, Führungsbahn oder Schwingbahn genannt. Diese sei, ohne Kennzeichnung ihrer mathematischen Eigenschaften, lediglich durch ihre Darstellung und Lage in bezug auf den Exzenterkreis gegeben.

Zunächst sollen **die Endpunkte der** noch nicht begrenzten **Schwingbahn** bei gegebener Exzenterstangenlänge *l* gefunden werden: Man schneidet

(Fig. 438) mit Kreisen, welche man um M mit $l + r$ und $l - r$ als Radien schlägt, in die Führungsbahn ein; die Schnittpunkte P' und Q' sind die gesuchten Punkte.

Zur Auffindung der Totlagen des Exzenterarmes ziehe man $P'M$ und $Q'M$ und verlängere $Q'M$ über M hinaus bis zum Schnitt mit dem Exzenterkreis in Q. Es ist dann $P'P = (l + r) - r = l$ und $Q'Q = (l - r) + r = l$. Bei der Exzenterstellung MP bilden Exzenterarm und Exzenterstange einen gestreckten Winkel, bei der Exzenterstellung MQ decken sie sich.

2. Den zu einem gegebenen Punkt C auf dem Exzenterkreis, oder zu der Stellung MC des Exzenterarmes gehörigen Punkt C' der Schwingbahn

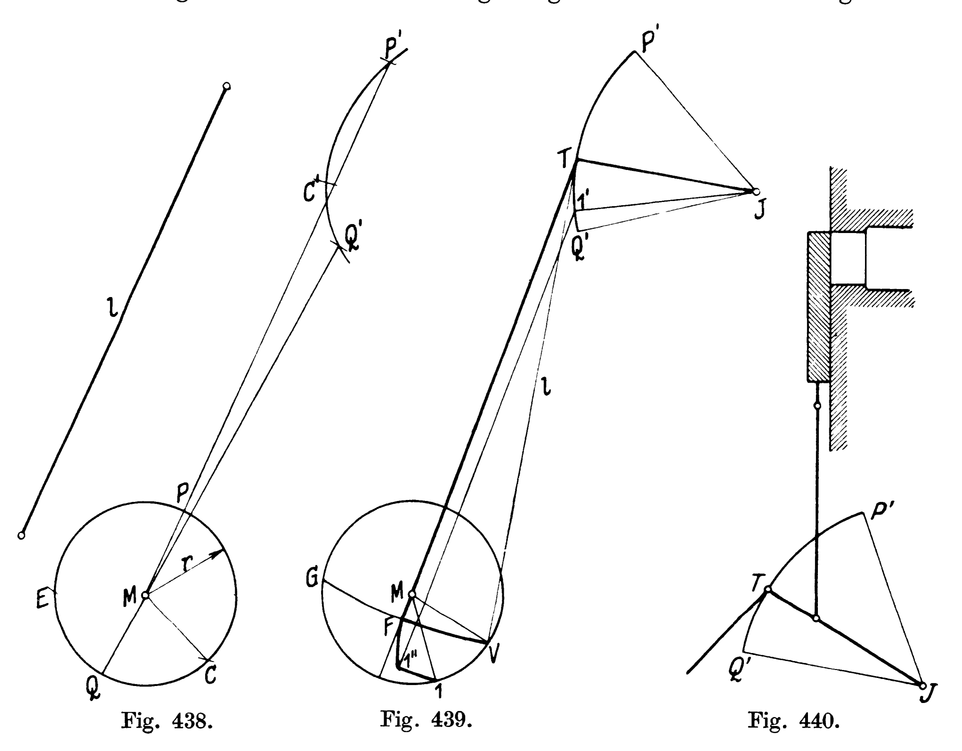


Fig. 438. Fig. 439. Fig. 440.

findet man, indem man mit einem Kreis um C mit der Exzenterstangenlänge l in die Schwingbahn einschneidet. Umgekehrt findet man die beiden zum gegebenen Punkt C' der Schwingbahn gehörigen Exzenterkreispunkte C und E durch einen Kreis mit l um C'.

Dieses natürliche und selbstverständliche Verfahren ist für die Untersuchung von Steuerungen, bei welchen immer eine größere Zahl zusammengehöriger Stellungen zu untersuchen ist, wenig geeignet, weil bei der abseits vom Exzenterkreis gelegenen Schwingbahn die Zusammengehörigkeit der Punkte schlecht zu übersehen ist. Für große Exzenterstangenlängen ist ferner eine Vereinfachung, bei welcher die flachen Bögen durch gerade Linien ersetzt werden, erwünscht, um die bei großer Stangenlänge notwendige und besonders unbequeme Verwendung weit spannender Zirkel (Stangenzirkel) zu vermeiden.

3. Bei den nachstehenden Betrachtungen ist an Stelle der beliebig geformten Schwingbahn (Fig. 438) ein Kreisbogen $P'Q'$ (Fig. 439) ein-

geführt, indem angenommen werden möge, daß die Exzenterstange TV an einem Hebelarm JT angreift. Das ist der bei Ventilsteuerungen in der Regel, bei Drehschiebersteuerungen stets vorliegende Fall. Jedoch behält das nachstehend abgeleitete Verfahren auch Gültigkeit für Schwingbahnen, welche von der Kreisform abweichen, da bei dem Beweis auf die Kreisform nicht Bezug genommen wird. Die Allgemeingültigkeit des Verfahrens ist nicht ohne Bedeutung, weil praktisch auch Schwingbahnen vorkommen, welche in dem für die Betrachtung wichtigsten Teil nicht kreisförmig sind; das sind die Bahnen des Exzenterstangenangriffspunktes von Wälzhebeln „mit beweglichem Drehpunkt" (Wälzhebeln auf festem Bett) im Öffnungsteil der Schwingbahn.

4. Auf der Schwingbahn $P'Q'$ (Fig. 439) sei T ein Punkt, der als Ausgangspunkt der Messung besonders geeignet ist und als solcher gewählt werde. Die zugehörigen Exzenterstellungen MV und MG findet man, indem man mit der Exzenterstangenlänge l einen Kreis um T schlägt. Es werde T noch mit dem Wellenmittelpunkt M verbunden. Die Linie TM, welche für die nachfolgenden Entwicklungen große Bedeutung hat, möge **Zentrale des Ausgangspunktes der Messung** genannt werden.

5. Besonders geeignet ist als Ausgangspunkt der Messung derjenige Punkt, bei welchem gerade die Öffnung des Steuerorgans beginnt oder der Abschluß erfolgt. In Fig. 440 ist diese Stellung in Verbindung mit einem einfachen Plattenschieber erläutert: Die zusammenarbeitenden Kanten fallen gerade zusammen, sie „decken sich" in dem Augenblick, in welchem die Schwinge die Lage JT einnimmt. Deshalb werde der Ausgangspunkt der Messung, welcher diese besondere Eigenschaft besitzt, **Deckungspunkt** genannt (vgl. auch Haupttext Art. 419 und Anhang 21, Art. 7 bis 18).

Die von ihm nach dem Wellenmittelpunkt gezogene Linie würde entsprechend der obigen allgemeinen Benennung sinngemäß Zentrale des Deckungspunktes genannt werden müssen. Dafür werde mit Rücksicht auf das häufige Vorkommen dieser Linie die kurze Benennung **Deckungszentrale** eingeführt. Sie wird meist mittlere Exzenterstangenrichtung genannt[1]).

6. Mit T werde von jetzt ab nicht mehr irgendein frei gewählter Ausgangspunkt der Messung, sondern stets der Deckungspunkt bezeichnet.

[1]) Mit der Benennung mittlere Exzenterstangenrichtung, die von Steuerungen mit gerader zentraler Führungsbahn entnommen ist (wo sie der Schieberschubrichtung entspricht), kann man bei gekrümmter Führungsbahn einen bestimmten Begriff nicht verbinden. Sie muß besonders definiert werden. Eine solche Definition ist oben durch die Definition der Deckungszentrale gegeben. In der sonstigen Literatur ist eine klare Definition der mittleren Exzenterstangenrichtung für gekrümmte und für nicht zentrale gerade Schwingbahnen nicht zu finden, wenngleich die in den Figuren als mittlere Exzenterstangenrichtung bezeichneten Linien in der Regel identisch sind mit der hier als Deckungszentrale bezeichneten; doch kommen auch, selbst in ein und demselben Werk ohne Hervorhebung, Abweichungen vor, welche zeigen, daß der Begriff nicht scharf erfaßt ist. Bei zweiseitig steuernden Schwingen sind auf der Schwingbahn zwei Deckungspunkte vorhanden; durch Verbindung jedes derselben mit dem Mittelpunkt der Steuerwelle erhält man für den Allgemeinfall zwei Deckungszentralen (vgl. Art. 35). Beim Auftreten von zwei Deckungszentralen ist die Benennung mittlere Exzenterstangenrichtung für jede derselben widersinnig.

Wenn im nachfolgenden und im Haupttext gelegentlich in Anlehnung an den bisherigen Brauch die Benennung mittlere Exzenterstangenrichtung für einseitig steuernde Schwingen beibehalten ist, ist darunter stets die Deckungszentrale, wie sie oben definiert wurde, zu verstehen.

Bei der Drehung der Schwinge von JT (Fig. 440) aus links herum findet Öffnung statt, bis die Stellung JQ' erreicht ist; dann kehrt die Schwinge um und schließt den Schieber wieder. Der Abschluß wird erreicht, wenn die Schwinge wieder in die Lage JT gelangt ist und sich die Kanten abermals decken.

Bei Ventilsteuerungen mit Wälzhebeln werde unter Deckungspunkt derjenige Punkt T der Schwingbahn verstanden, bei dessen Erreichung der Wälzhebel eben zur Anlage kommt, ohne bereits das Ventil zu öffnen.

Bei Ventilsteuerungen mit Schwingdaumen werde unter Deckungspunkt derjenige Punkt der Schwingbahn verstanden, bei dessen Erreichung die Rolle gerade von der inneren Rast in die Anlaufkurve übergeht, entsprechend den Darstellungen in den Figuren 426 bis 437 des Anhanges 23. In allen Fällen beginnt vom Deckungspunkt aus das Öffnen bei einer unendlich kleinen Bewegung im Sinne des Öffnens.

7. Man findet die dem Deckungspunkt T zugehörigen beiden Punkte V und G des Exzenterkreises wie in Art. 4, indem man um T einen Kreis mit der Exzenterstangenlänge (Fig. 439) schlägt, doch haben die Punkte V und G infolge der besonderen Bedeutung des Deckungspunktes T jetzt die Eigenschaft, daß bei den Exzenterstellungen MV und MG die Öffnung des Steuerorgans beginnt bzw. beendet ist. Die Linie VG werde **Deckungslinie**, der Abstand MF **Diagrammüberdeckung** genannt (vgl. Art. 16 und 19). Letztere werde, je nachdem sie dem Einlaß oder Auslaß angehört, mit e oder i bezeichnet. JT ist die Deckungslage der Schwinge, $TJ1'$ der einem willkürlichen Punkt $1'$ der Schwingbahn zugehörige Ausschlagwinkel der Schwinge aus der Deckungslage. Der zugehörige Punkt 1 des Exzenterkreises und der zugehörige Drehwinkel $VM1$, von der Deckungslage des Getriebes aus gerechnet, kann, wie oben gezeigt wurde, gefunden werden durch einen Kreis mit l um $1'$. Es soll jedoch hierfür zum Beweis des weiter unten angegebenen Verfahrens ein anderer, zunächst umständlicherer Weg eingeschlagen werden.

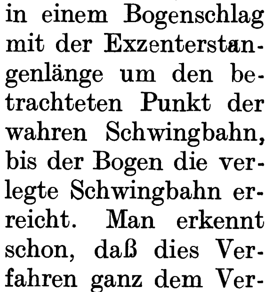
8. Man denke sich in Fig. 439 die Exzenterstange TV in V vom Getriebe losgelöst, dann um T geschwenkt, bis sie mit der Richtung der Deckungszentrale TM zusammenfällt, wobei das untere Ende der Exzenterstange nach F gelangt. Alsdann denke man sich die Stange, indem ihr oberes Ende den Weg $T1'$ zurücklegt, parallel mit sich selbst geführt. Es beschreibt dabei ihr unteres Ende den Weg $T1''$, welcher den Weg $T1'$ kongruent ist. Schließlich denke man sich die Stange um $1'$ geschwenkt, wobei ihr unteres Ende den Kreisbogen $1''1$ beschreibt.

Beim Schwenken um T und um $1'$ findet keine Bewegung des Schwingenendpunktes statt. Die ganze Bewegung der Schwinge vollzieht sich während der Parallelführung der Stange. Der Weg $VF1''1$ ist ein Umweg, den man sich für den wahren Weg eingeführt denken darf. Bei jedem zwangläufigen Getriebe darf man für die Feststellung zusammengehöriger Punkte (nicht aber für die Ermittlung von Geschwindigkeiten) jeden beliebigen Weg eines Getriebeteils eingeführt denken, durch welchen er aus einer Lage in eine neue, wirkliche Lage gebracht wird.

9. Während im Exzenterkreis der Winkel $VM1$ durchlaufen wird, durchläuft der obere Exzenterstangenpunkt (der Schwingpunkt) den Weg $T1'$. An seine Stelle werde jetzt der ihm kongruente Weg $F1''$ eingeführt.

Wenn man das gleiche Verfahren für andere Punkte 2′, 3′, 4′ usw. der Schwingbahn $P'TQ'$ anwenden wollte (Fig. 441), müßte man jedesmal die Schwingbahn mehr oder weniger weitgeführt in den Exzenterkreis übertragen. Man wird aber besser vorweg die Schwingbahn in ihrer ganzen in Frage kommenden Länge übertragen. Diese Übertragung hat (entsprechend der Lage von $F\,1''$ in Fig. 439) so zu erfolgen, daß die verlegte Schwingbahn der ursprünglichen parallel ist und der Deckungspunkt T dem Punkte F entspricht. Das kommt einer Parallelverschiebung der Schwingbahn längs der Deckungszentrale um die Stangenlänge l gleich.

Mit diesen für die Aufsuchung mehrerer zusammengehöriger Punktpaare getroffenen Vorbereitungen (Fig. 441) besteht die Aufsuchung des zu einem Punkt der verlegten Schwingbahn gehörigen Exzenterkreispunktes in einem Bogenschlag mit der Exzenterstangenlänge um den betrachteten Punkt der wahren Schwingbahn, bis der Bogen die verlegte Schwingbahn erreicht. Man erkennt schon, daß dies Verfahren ganz dem Verfahren mit Bogenprojektion bei gerader zentraler Schubrichtung beim Hauptgetriebe entspricht, in dem dort die Kolbenweglinie im Kurbelkreis als die verlegte Schwingbahn (die verlegte Kreuzkopfbahn) aufzufassen ist (Anhang 21, Art. 4 bis 6).



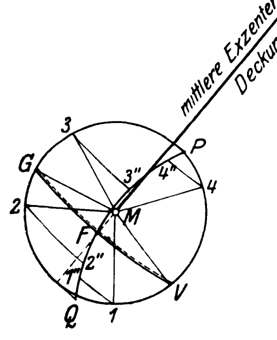
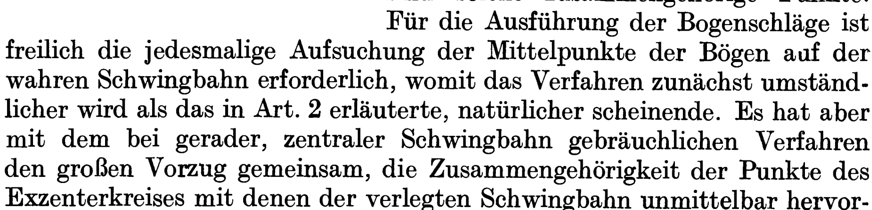


Fig. 441.

10. In entsprechender Weise ist die umgekehrte Aufgabe zu lösen, die zu einem Punkte des Exzenterkreises gehörigen Punkte der verlegten Schwingbahn zu finden. Die Punktpaare $1\,1''$, $2\,2''$, $3\,3''$, $4\,4''$ sind solche zusammengehörige Punkte. Für die Ausführung der Bogenschläge ist freilich die jedesmalige Aufsuchung der Mittelpunkte der Bögen auf der wahren Schwingbahn erforderlich, womit das Verfahren zunächst umständlicher wird als das in Art. 2 erläuterte, natürlicher scheinende. Es hat aber mit dem bei gerader, zentraler Schwingbahn gebräuchlichen Verfahren den großen Vorzug gemeinsam, die Zusammengehörigkeit der Punkte des Exzenterkreises mit denen der verlegten Schwingbahn unmittelbar hervortreten zu lassen.



11. Die Hauptvorteile des Verfahrens kommen jedoch erst zur Geltung, wenn die Exzenterstange im Verhältnis zur Exzentrizität so groß ist, daß die Bögen $1\,1''$, $2\,2''$ usw. mit hinreichender Genauigkeit durch gerade Linien ersetzt werden können. In den weitaus meisten Fällen ist das Längenverhältnis l/r so groß, daß dies ohne weiteres zulässig ist.

Man denke sich die Bögen durch ihre Tangenten in den Punkten ersetzt, in denen sie die Schwingbahn PFQ (Fig. 441) schneiden, also in den Punkten Q, $1''$, $2''$, F, $3''$, $4''$, P.

Aus dem Beweis mit der Parallelverschiebung folgt, daß die Tangenten in diesen Punkten sämtlich einander parallel sind und senkrecht auf der Deckungszentrale stehen. Denn nach Fig. 439 ist $1'' 1$ ein Kreis aus $1'$ mit dem Radius $1\,1''$. Die Senkrechte auf $1'\,1''$ in $1''$ ist also Tangente an den Kreis $1''\,1$. Da $1'\,1''$ aber nach der Entwicklung parallel zu TMF ist, steht die Tangente in $1''$ auch senkrecht auf der Deckungszentrale TMF. Das gleiche gilt mit entsprechender Begründung von den Tangenten an die bezüglichen Bögen in den Schnittpunkten $2''$, $3''$, $4''$.

Man erhält beim Ersatz der Bögen durch ihre Tangenten in den bezeichneten Punkten die Fig. 442 und damit weiter den wichtigen Satz:

Man findet zusammengehörige Punkte von Schwingbahn und Exzenterkreis, indem man die Punkte des Exzenterkreises senkrecht zur Deckungszentrale auf die Schwingbahn oder umgekehrt projiziert.

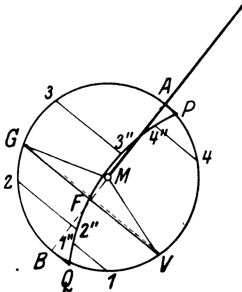


Fig. 442.

Hierbei ist die erläuterte Zusammentragung von Schwingbahn und Exzenterkreis vorausgesetzt.

12. Die Anwendung des obigen Leitsatzes auf die Punkte A und B, in welchen die Deckungszentrale den Exzenterkreis schneidet, liefert die Endpunkte P und Q des Schwingenausschlages. Man errichtet auf der Deckungszentrale in A und B Lote, ihr Schnittpunkt mit der Schwingbahn liefert die gesuchten Punkte.

13. Anstatt die Schwingbahn in den Exzenterkreis zu verlegen, kann man bei großer Stangenlänge, wie sie von hier ab stets vorausgesetzt werde, auch den Exzenterkreis nach der Schwingbahn und der Schwinge verlegen (Fig. 443). Das ist zu empfehlen, weil damit der Exzenterkreis in unmittelbare Beziehung zu dem Schwingengetriebe (Schwingdaumen, Wälzhebel, Drehschieber) tritt. Die Überdeckung (in Fig. 439, 441 und 442 durch MF dargestellt) ist jetzt in Fig. 443 durch die Länge MT dargestellt. Denn es ist in Fig. 441 $TF = l$ und $M'M = l$.

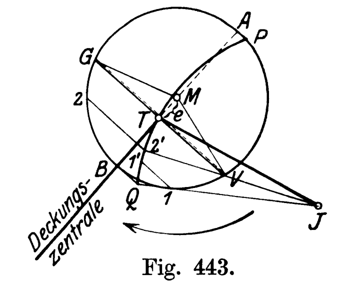


Fig. 443.

14. Im allgemeinen interessieren die zusammengehörigen Punkte von Schwingbahn und Exzenterkreis nur für die Dauer des Offenseins des Steuerorgans. Die Deckungslinie, welche jetzt eine zur Deckungszentrale senkrechte Gerade ist, teilt die Fläche des Exzenterkreises · in zwei Felder, das „Öffnungsfeld“ und das „Deckungsfeld“. Das Segment $GVBG$ stellt in Fig. 443 das Öffnungsfeld dar; der in der Regel größere Rest der Kreisfläche ist das Deckungsfeld. Der Mittelpunkt des Exzenterkreises liegt bei positiver Überdeckung stets im Deckungsfeld. Bei der selten vorkommenden negativen Überdeckung liegt er im Öffnungsfeld (vgl. Anhang 21, Art. 20).

Von den im Art. 19 des Anhanges 21 empfohlenen Mitteln zur Kennzeichnung des Öffnungsfeldes werde im nachfolgenden eine neben die Deckungslinie auf der Seite des Deckungsfeldes gelegte gestrichelte Linie benutzt.

15. Die Figuren 439, 440, 441, 442, 443 gelten (bei positiv vorausgesetzter Diagrammüberdeckung) für beim Öffnen gezogene Exzenterstange (vgl. Haupttext Art. 398). Fig. 444 gilt mit der gleichen Steuerwirkung wie Fig. 443 für beim Öffnen gedrückte Exzenterstange. Die Diagrammüberdeckung MT ist in beiden Fällen gleich groß angenommen; der Schwingenwinkel BTJ (Fig. 444) in der Deckungslage ist gleich dem Schwingenwinkel ATJ (Fig. 443) gemacht.

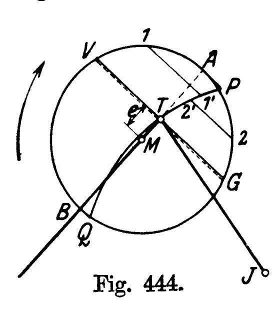


Fig. 444.

Es ist wohl zu beachten, daß die mit TE in verschiedenen Figuren bezeichnete Deckungszentrale nicht etwa die Exzenterstangenrichtung für den Punkt T ist, sondern daß sie den Winkel zwischen den beiden dem Punkte T zugehörigen Exzenterstangenrichtungen halbiert, was ohne weiteres aus der voraufgegangenen Entwicklung folgt.

16. In Fig. 445 ist die Eintragung des Exzenterkreises, der mit der Eintragung der Deckungslinie und später der Kolbenweglinie nunmehr als Steuerkreis oder Steuerungskreis bezeichnet werde, in größerem Maßstab und in größerer Vollständigkeit dargestellt. $J\,1'$ ist die Schwingenstellung, welche der Exzenterstellung $M\,1$ zugehört; JQ ist die äußerste Schwingenstellung in der Öffnungsrichtung, welche der Exzenterstellung MB zugehört.

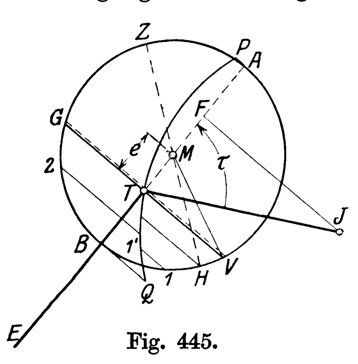


Fig. 445.

Der Abstand MT des Mittelpunktes des verlegten Exzenterkreises von dem Deckungspunkt werde entsprechend der Benennung in Art. 7 auch hier **Diagrammüberdeckung** genannt und mit e bzw. i bezeichnet. Die Benennung und gleichzeitige Bezeichnung mit den bezüglichen Größen der gewöhnlichen Schiebersteuerungen ist im Art. 19 gerechtfertigt.

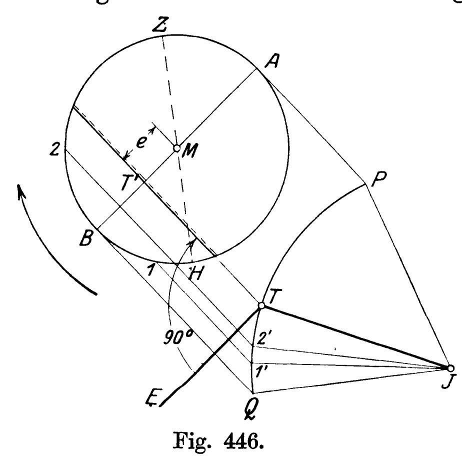


Fig. 446.

Der Winkel τ werde **Orientierungswinkel** genannt, indem er bei den später betrachteten Verlegungen des Steuerungskreises nach anderen Punkten des Getriebes zur Bestimmung der Lage ähnlich benutzt wird wie der in der Feldmeßkunst als Orientierungswinkel bezeichnete Winkel bei Neuaufstellung des Theodoliten.

17. Häufig wird der Steuerkreis aus dem Getriebe herausgezeichnet (Fig. 446). Die Hinausverlegung muß in der Projektionsrichtung, d. h. senkrecht zur Deckungszentrale erfolgen, um zu den gleichen Ergebnissen wie bei unmittelbarer Eintragung zu gelangen: Nach Feststellung der Richtung der Deckungszentrale TE errichtet man auf ihr in T ein Lot und zieht in beliebigem Abstande von T zu TE eine Parallele AB, welche das Lot in T' schneidet.

Von T' aus trägt man die Diagrammüberdeckung e ab und schlägt um den damit gefundenen Punkt M den Steuerkreis mit r.

Verallgemeinerung des Begriffs des Voreilwinkels.

18. Im Art. 356 wurde der Voreilwinkel für die gerade, durch die Wellenmitte gehende Führungsbahn des Exzenterstangenendpunktes (gleichviel, ob die Bahn gegen die Schubrichtung des Hauptgetriebes geneigt ist oder nicht) definiert als derjenige Winkel, welchen das Exzenter mit Senkrechten zur mittleren Exzenterstangenrichtung bildet in dem Augenblick, in welchem die Kurbel in der Totlage steht. Bei gerader zentraler Schubrichtung ist die mittlere Exzenterstangenrichtung mit der Schieberschubrichtung identisch (vgl. auch Anhang 21, Art. 21 bis 26).

Der Begriff des Voreilwinkels muß für den Fall, daß der Exzenterstangenendpunkt nicht auf einer durch den Wellenmittelpunkt gehenden Geraden geführt wird, sondern auf einer gekrümmten oder einer am Wellenmittelpunkt vorbeigehenden geraden Bahn, so verallgemeinert werden, daß die für den einfachen Fall gefundenen Gesetze auf das Getriebe mit beliebiger Führungsbahn übertragen werden können.

Die Deckungszentrale besitzt nach den voraufgegangenen Entwicklungen die Eigenschaft, den Öffnungswinkel VMG zu halbieren (vgl. Fig. 441 und 445), d. h. den Winkel zwischen Beginn und Ende der Öffnung. Die gleiche Eigenschaft besitzt die Schieberschubrichtung der gewöhnlichen Schiebersteuerung (vgl. Anhang 21, Fig 345, 346, 359, 360 und Art. 15 nebst Fußnote). Das Exzenter muß also in dem einen und anderen Falle bei den gleichen Kurbelstellungen die gleiche Lage in bezug auf diese Richtungen haben.

Es genügt, die Bestimmung zusammengehöriger Exzenter- und Kurbelstellungen für eine Kurbelstellung vorzunehmen, dann besteht sie wegen des festen Zusammenhanges von Kurbel und Exzenter auch für alle anderen Kurbelstellungen. Es werde hierfür wieder eine der beiden Kurbeltotlagen[1]) gewählt. Bei dieser Kurbelstellung muß das Exzenter mit der Winkelhalbierenden des Öffnungswinkels in beiden Fällen den gleichen Winkel bilden. Der Forderung wird genügt, wenn man in die frühere Definition an Stelle der mittleren Exzenterstangenrichtung das Wort Deckungszentrale einsetzt, oder auch unter mittlerer Exzenterstangenrichtung die Deckungszentrale, wie oben definiert, versteht. Damit ergibt sich die

Allgemeine Definition des Voreilwinkels.

Der Voreilwinkel ist derjenige Winkel, welchen das Exzenter mit der Senkrechten zur Deckungszentrale in dem Augenblick bildet, in welchem die Kurbel in der Totlage steht.

Die Stellung, welche das Exzenter bei der Kurbeltotlage einnimmt, werde **Grundstellung des Exzenters** genannt.

Da die Grundstellung des Exzenters mit der Senkrechten zur Deckungszentrale den Winkel δ bildet, bildet sie mit der Deckungszentrale selbst den Winkel $\delta - 90°$ oder den Winkel $-(90° - \delta)$, wobei das negative Zeichen vor der Klammer bedeutet, daß der Winkel $90° - \delta$ von der

[1]) *Welche Totlage* man für die Feststellung des Voreilwinkels benutzt, ist bei einseitig steuernder Schwinge gleichgültig; doch möge diejenige Totlage betrachtet werden, bei welcher das betreffende Steuerorgan geöffnet ist.

Deckungszentrale in entgegengesetztem Sinne abzutragen ist wie der Winkel δ von ihrer Senkrechten aus, d. h. entgegen dem Drehsinn des Exzenters und der Kurbel.

Für die Eintragung der Grundstellung des Exzenters in den nach der Schwinge verlegten Steuerungskreis und vor allem später für die Eintragung der Kolbenweglinie ist die Abtragung des Winkels $90^\circ - \delta$ von der Deckungszentrale aus bequemer als die Abtragung von δ von ihrer Senkrechten aus.

Beim Entwurf geht man so vor, daß man den Voreilwinkel δ für gegebene Steuerungsbedingungen ganz wie bei einer gewöhnlichen Schiebersteuerung im Reuleaux-Diagramm oder Zeuner-Diagramm in der Normallage bestimmt und dann den Winkel $90^\circ - \delta$ entgegen dem Drehungssinn von der Deckungszentrale TE aus mit Scheitel in M abträgt, um die Grundstellung des Exzenters zu finden (Fig. 447 S. 603).

Vorstehendes gilt zunächst für einseitig steuernde Schwingen. Zweiseitig steuernde Schwingen haben zwei Deckungspunkte (Art. 35) und damit allgemein auch zwei Deckungszentralen. Die beiden Deckungszentralen fallen zusammen, wenn die beiden Deckungspunkte mit dem Wellenmittelpunkt auf einer Geraden liegen (Art. 32 bis 35).

Ist das ausnahmsweise nicht der Fall, so haben sie verschiedene Richtungen. Da die beiden Totlagen der Kurbel bei nicht geschränktem Hauptkurbelgetriebe sich genau gegenüber stehen und von den zugehörigen Stellungen des mit der Kurbel fest verbundenen Exzenters dasselbe gilt, so folgt aus der ungleichen Richtung der beiden Deckungszentralen, daß ein und dasselbe Exzenter zwei Voreilwinkel hat. Aus dieser Tatsache, die aus der üblichen Definition des Voreilwinkels nicht gefolgert werden kann, ergibt sich ohne weiteres die Möglichkeit, mit nur einem Exzenter einen sehr vollkommenen Füllungsausgleich zu erzielen, wie er im Anhang 22, Art. 30 bis 71 entwickelt ist. Das beweist, daß die obige allgemeine Definition des Voreilwinkels zweckmäßig gewählt ist.

Die nachfolgenden Betrachtungen beziehen sich wieder auf die einseitig steuernde Schwinge und auf die zweiseitig steuernde mit zusammenfallenden Deckungszentralen.

Definition der Diagrammüberdeckung.

19. Die im Art. 18 festgestellte Bedingung für die Grundstellung des Exzenters gegenüber der Deckungszentrale muß jedenfalls erfüllt sein, wenn bei der einfachen Schiebersteuerung und einer Steuerung mit gekrümmter Führungsbahn der Beginn und das Ende der Öffnung des Steuerorgans zu beiden gleichen Kurbelstellungen erreicht werden sollen, die Erfüllung dieser Bedingung genügt aber allein noch nicht. Es muß der Öffnungswinkel auch die gleiche Größe haben. Der halbe Öffnungswinkel VME ist bestimmt durch seinen Kosinus, es ist (Fig. 445)

$$\cos VMB = \frac{MT}{r}.$$

Bei der einfachen Schiebersteuerung ist, wenn r' die Exzentrizität derselben ist, z. B. in Fig. 352

$$\cos VMB = \frac{e}{r'},$$

wobei der Allgemeinheit wegen angenommen ist, daß die Exzentrizitäten r und r' der beiden verglichenen Steuerungen verschieden groß sind oder vorausgesetzt ist, daß e einem Entwurfsdiagramm, welches in offenem Maßstab mit dem Radius r' gezeichnet ist, entnommen wird; es ist dann

$$\frac{MT}{r} = \frac{e}{r'} \quad \text{und} \quad MT = e\frac{r}{r'}.$$

Die Größe MT hat also bei Steuerungen mit gekrümmter Führungsbahn die Bedeutung der Überdeckung bei der gewöhnlichen Schiebersteuerung mit gerader zentraler Führungsbahn für die Forderung gleicher Öffnungswinkel in beiden Fällen. Eine Überdeckung im Sinne des Überdeckungsbegriffs der gewöhnlichen Schiebersteuerungen gibt es hier nicht; denn die Überdeckung wurde im Anhang 21, Art. 16 definiert als der Abstand der Schwingungsmittellage der abschneidenden Schieberkante von der zugehörigen festen Kante des Schieberspiegels. Da die Schwingungen bei den hier betrachteten Getrieben in den meisten Fällen vollständig unsymmetrisch sind, gibt es keine Schwingungsmittellage und daher auch keine Überdeckungen an den Steuerorganen selbst. Daher scheint es gerechtfertigt, die nur im Steuerungsdiagramm auftretende, in der Wirkung auf den Öffnungswinkel der Schieberüberdeckung gleichwertige Göße MT Diagrammüberdeckung zu nennen (Art. 7 und 16).

Eintragung der Kolbenweglinie und der Scheitellinie in den verlegten Exzenterkreis.

20. Bei dem Müller-Seemann-Diagramm, dessen Benutzung bei Untersuchung von Steuerungen mit Schwingenantrieb besonders geeignet ist, wird nach Anhang 21, Art. 38 die Kolbenweglinie in die Grundstellung des Exzenters hineingedreht. Die in Art. 18 gefundene Grundstellung des Exzenters ist also gleichzeitig die Richtung der Kolbenweglinie, d. h. man findet die Richtung der Kolbenweglinie, indem man den Winkel $90 - \delta$ entgegen dem Drehsinn, mit Scheitel in M, von der Deckungszentralen aus abträgt. DK (Fig. 447) ist die Richtung der Kolbenweglinie. Vgl. auch Fig. 148, S. 169, in welcher die Kolbenweglinie mit HZ bezeichnet ist, auch der Drehsinn der entgegengesetzte ist.

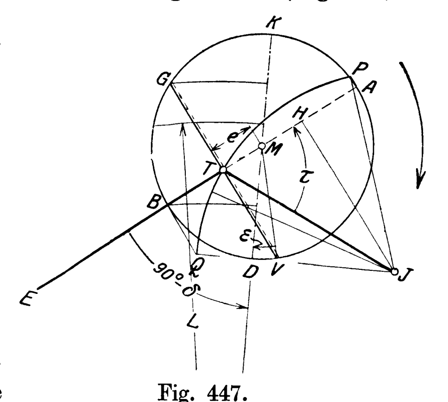


Fig. 447.

Es kommt bei der Annahme des Drehsinnes nicht darauf an, daß er mit der wahren Drehrichtung übereinstimmt; nur muß der zuerst erreichte Punkt des Öffnungsfeldes als Voreinströmungspunkt (V), der zuletzt erreichte Punkt als Füllungsabschlußpunkt (G) bezeichnet werden[1]). Es kann besonders bei Steuerungen für veränderliche Füllung diese Wahlfreiheit der Drehrichtung im Interesse einer klaren Darstellung des Diagramms von Vorteil sein. Die wahre Drehrichtung ist nach beendetem Entwurf bei Aufstellung des Lagenschemas zu berücksichtigen.

Man kann die Kolbenweglinie auch finden, indem man von MV aus den Voreinströmungswinkel ε im Sinne der willkürlich angenommenen

[1]) Der Punkt G ist in einigen Figuren des Haupttextes mit H bezeichnet.

Drehung abträgt. Bei Auslaßsteuerungen ist der Vorausströmungswinkel σ im Drehsinne von der Exzenterstellung aus abzutragen, bei welcher die Vorausströmung beginnt (Fig. 448).

21. Bei unveränderlicher Füllung, also auch unveränderlicher Exzentrizität wird man den Exzenterkreis wie gewöhnlich als Kurbelkreis betrachten. Bei veränderlicher Füllung wird man einen besonderen Kurbelkreis zeichnen oder den Exzenterkreis einer herausgegriffenen Füllung als Kurbelkreis benutzen. Die Kolbenweglinie möge mit DK oder HZ bezeichnet werden. Durch die Endpunktbezeichnung HZ werde angedeutet, daß die weitere Untersuchung für unendliche Stangenlänge durchgeführt werden soll oder daß bei Berücksichtigung der endlichen Stangenlänge noch nicht entschieden werden soll, welches das kurbelseitige und welches das deckelseitige Ende ist; wenn das entschieden ist und die **Untersuchung für** endliche Stangenlänge durchgeführt werden soll, mögen die Bezeichnungen D und K benutzt werden.

Wenn der **Entwurf** zum Zwecke des Füllungsausgleichs für endliche Stangenlänge durchgeführt wurde (nach Art. 386 bis 401), hat man natürlich schon bei Eintragung der Kolbenweglinie die bezüglichen Voreilwinkel δ_{ed} und δ_{ek} bei den einzelnen Getrieben zu benutzen. Ganz entsprechend hat man bei der Eintragung der Kolbenweglinien in die Steuerungsdiagramme für Auslaß zu verfahren, man trägt den Winkel $90° - \delta_{ad}$ bzw. $90° - \delta_{ak}$ von der Deckungszentralen entgegen dem Drehsinn mit M als Scheitel ab.

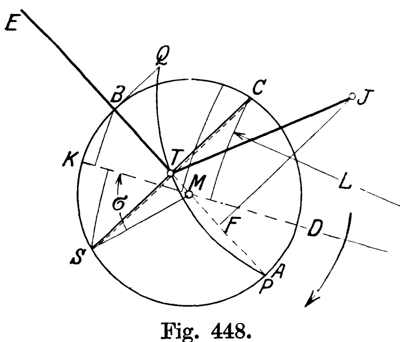


Fig. 448.

22. Bei der Eintragung der Endbezeichnungen D und K der Kolbenweglinie sind die Auslaßdiagramme umgekehrt zu behandeln wie die Einlaßdiagramme.

Für den Einlaß von Dampfmaschinensteuerungen gilt die folgende Regel, deren Richtigkeit ohne weiteres einleuchtet: Man gibt bei getrennter Steuerung von Kurbel- und Deckelseite dem Ende desjenigen Teils der Kolbenweglinie, welche das Öffnungsfeld des Einlasses überschneidet, die Bezeichnung des Zylinderendes, an welcher sich das zugehörige Steuerorgan befindet, also D, wenn es an der Deckelseite sitzt, und K, wenn es an der Kurbelseite sitzt. Fig. 447 gilt also für das Einlaßventil der Deckelseite.

23. Anders bei der Auslaßsteuerung: Hier muß das Ende der Kolbenweglinie, welche das Öffnungsfeld des Auslasses überschneidet, die Bezeichnung des Zylinderendes erhalten, an welchem das Steuerorgan sich nicht befindet, d. h. K, wenn das Steuerorgan an der Deckelseite, D, wenn es an der Kurbelseite sitzt; denn das Auslaßorgan der Deckelseite wird geöffnet, wenn der Kolben sich dem kurbelseitigen Ende nähert und umgekehrt; vgl. Fig. 448, die der Deckelseite angehört. Die Richtung der Kolbenweglinie DK ist gefunden durch Abtragung des Vorausströmungswinkels σ vom Vorausströmungspunkt S aus im Drehsinne (Art. 20).

Die Mittelpunkte der Projektionsbögen oder Distanzbögen liegen in allen Fällen auf der Verlängerung der Kolbenweglinie über D hinaus, wenn das Steuerorgan die Deckelseite steuert.

24. Der **Steuerungskreis an der Schwinge** und seine Verlegung nach anderen geeigneten Punkten ist auch **anwendbar für Steuerungen mit veränderlicher Füllung,** sofern Füllungsveränderung durch ein Stellexzenter bewirkt wird. Es eignet sich hierfür die Diagrammform von Müller-Seemann (vgl. S. 188, Fußnote, Art. 447 bis 448, Anhang 21, Art. 38, 39 und 63 bis 68), bei welcher an der Exzenterstangenschubrichtung festgehalten wird und die Kolbenweglinie verschiedene Richtungen hat.

Der Mittelpunkt M und die Diagrammüberdeckung e sowie die Deckungszentrale und die zu ihr senkrecht stehende Deckungslinie bleiben bei den betriebsmäßigen Veränderungen der Füllung unverändert.

Bei der Eintragung der Scheitellinie geht man am besten so vor, daß man die Komplementvoreilwinkel $90 - \delta$ (vgl. Art. 19) zweier weit auseinander liegender Füllungen von der Deckungszentralen aus entgegen dem Drehsinn abträgt, nachdem man sie einem Reuleaux-Diagramm, das für den Entwurf benutzt wurde, entnommen hat (Fig. 449). Das Reuleaux-Diagramm kann dabei, unabhängig von der Größe des Diagramms an der Schwinge, in offenem Maßstab entworfen sein, wenn nur die Diagrammüberdeckung e im Maßstab des Steuerungsdiagramms an der Schwinge festliegt.

Fig. 449.

Man mißt dann die zu den beiden Voreilwinkeln gehörigen Exzentrizitäten ab und trägt sie reduziert im Verhältnis der Darstellungsgrößen der Überdeckung auf den durch die Abtragung von $90 - \delta$ gefundenen Kolbenweglinien ab.

So ist z. B. in Fig. 449 für die größte mit I bezeichnete Füllung der Winkel EMD_1 gleich $90 - \delta_1$ zu machen, für eine andere mit III bezeichnete Füllung würde der Winkel EMD_3 gleich $90 - \delta_3$ zu machen sein: Die Längen $M\,I$ und $M\,III$ würden gleich den mit dem Verhältnis e/e' multiplizierten bezüglichen Exzentrizitäten des Entwurfsdiagramms zu machen sein, wenn e' die Darstellungsgröße der Überdeckung im Entwurfsdiagrammm ist.

Den Mittelpunkt U der Scheitellinie, die bei Voraussetzung eines Drehexzenters ein Kreis ist, findet man, indem man aus den Punkten I und III Kreise mit dem gleichfalls mit dem Verhältnis e/e_1 multiplizierten Radius der Scheitellinie des Entwurfsdiagramms schlägt. Die Linien D_1K_1, D_2K_2, D_3K_3, D_4K_4 sind für vier Stellungen des Exzenters die Kolbenweglinien in dem in beliebiger Größe gezeichneten Kurbelkreis. Vgl. auch Art. 28 und 29 dieses Anhanges und Art. 432 des Haupttextes.

Übertragung des Steuerungsdiagrammes nach anderen Punkten der Schwinge.

25. Die Übertragung der Schwingenbewegung auf das Steuerorgan findet in der Regel nicht von dem Angriffspunkt der Exzenterstange aus, sondern von anderen Punkten des um J schwingenden Körpers aus statt.

Der Angriffspunkt der Exzenterstange werde kurz **Antriebspunkt**, der Punkt der Schwinge, von dem aus die Bewegung weiter nach dem Steuerorgan geleitet wird, **Abtriebspunkt** genannt. Ist C (Fig. 450) ein solcher Abtriebspunkt des schwingenden Körpers TJC mit dem Abtsande b von Drehpunkt, so findet man, da die Arme JT und JC die gleiche Winkelbewegung machen, die Bewegung des Punktes C, indem man die für T ermittelten Ausschläge von JH aus abträgt. Das geschieht am einfachsten, indem man den Kreis mit $JT = a$ durchschlägt und von H aus die Bögen $T1'$, $T2'$, TQ abträgt, die Strahlen $J1''$, $J2''$, JQ'' zieht und sie bis zum Schnitt mit dem Kreis mit JC verlängert. Den Exzenterstellungen $M1$, $M2$, MB entsprechen die Lagen $1'''$, $2'''$, Q''' des Punktes C.

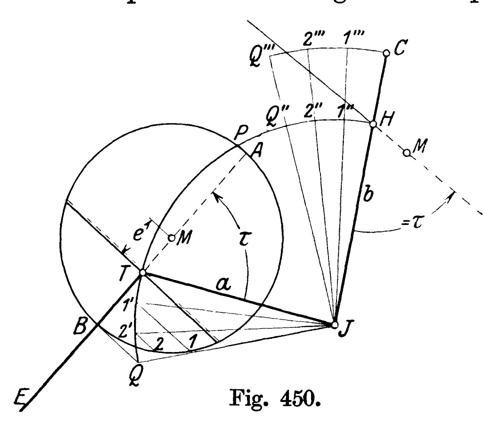


Fig. 450.

26. Dieses an sich natürliche Verfahren bietet jedoch bei einer größeren Punktzahl, besonders in Verbindung mit Schwingdaumengetrieben, nicht die erwünschte Übersicht und gibt auch zu zeichnerischen Ungenauigkeiten bei den Übertragungen Anlaß. Es ist daher zweckmäßig, den Steuerkreis nach dem Arm JH zu verlegen, womit die Punkte $1'''$, $2'''$, Q''' usw. unmittelbar gefunden werden: Zunächst mag man sich in Fig. 450 den Arm JT mit dem Steuerkreis und der mittleren Exzenterstangenrichtung in die Lage JH gebracht denken, wobei der Winkel τ (der **Orientierungswinkel**, Art. 16) zur Bestimmung der Richtung der gedrehten Deckungszentralen (mittleren Exzenterstangenrichtung) benutzt wird. Man würde damit die Punkte $1''$ $2''$ Q'' usw. unmittelbar finden und weiter die Punkte $1'''$ $2'''$ Q''' durch radiale Übertragung erhalten.

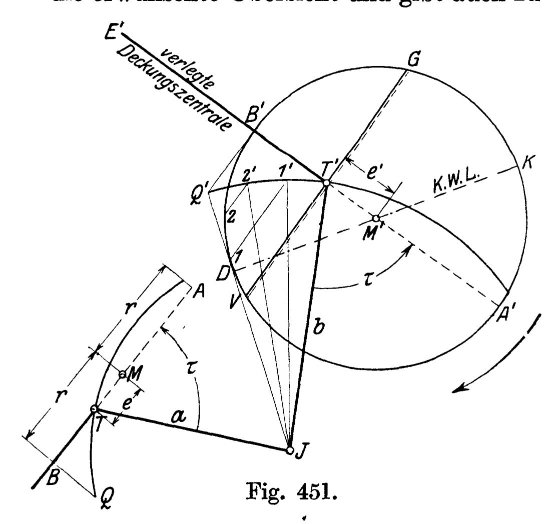


Fig. 451.

27. Aber auch die radiale Übertragung kann man vermeiden, wenn man den im Verhältnis b/a vergrößerten Exzenterkreis mit dem Deckungspunkt T nach C verlegt. Das ist in Fig. 451 geschehen, in welcher der frühere Punkt C mit T' bezeichnet ist. An der Vergrößerung muß nicht nur r, sondern auch e teilnehmen. Man hat also zu machen:

$$r' = r\frac{b}{a} \quad \text{und} \quad e' = e\frac{b}{a} \quad \text{oder auch} \quad e' = r'\frac{e}{r},$$

worin r' und e' der Radius und die Überdeckung des nach C übertragenen Diagramms sind.

Die letzte der drei vorstehenden Gleichungen wird man benutzen, wenn e/r einem in offenem Maßstab getrennt entworfenen Diagramm entnommen wird und r' früher gefunden wird als r. Wenn bei der Untersuchung einer fertigen Steuerung die Größen r, e, a, b, τ bekannt sind, trägt man zuerst τ ab, dann e', um M' zu finden, und schlägt schließlich den Kreis mit r' um M'. Man findet die Punkte $1'''$ $2'''$ Q''' der Fig. 450, welche jetzt mit $1'$, $2'$, Q' bezeichnet werden mögen, indem man in Fig. 451 die Exzenterkreispunkte 1, 2, B senkrecht zur verlegten Deckungszentrale $T'E'$ auf die Schwingbahn des Punktes T' projiziert.

Die **Kolbenweglinie** DK wird man unter Benutzung des in Art. 20 bis 24 angegebenen Verfahrens unmittelbar in den verlegten Steuerkreis eintragen. Der Winkel $B'MD$ ist gleich $90° - \delta$ zu machen.

28. Auch bei Stellexzentersteuerungen ist die Verlegung des Schwingendiagramms mit der Scheitellinie und den verschiedenen Kolbenweglinien nach einem mit dem Daumengetriebe in unmittelbarerem Zusammenhang liegenden Punkt möglich und zu empfehlen. Es sind dabei die gleichen Grundsätze anzuwenden wie bei fester Füllung. Bei der Größenbestimmung des verlegten Diagramms kann man sich auf irgendeine feste Einstellung des veränderlichen Exzenters beziehen und für sie so verfahren wie bei einer unveränderlichen Steuerung. Als geeignetes herausgegriffenes Exzenter kann das der Normalfüllung oder, wenn man von einer von ihr abweichenden Entwurfsfüllung ausgegangen ist, das ihr zugehörige Exzenter benutzt werden. Auch das Exzenter der Höchstfüllung eignet sich dafür, wenn über den größten Daumenausschlag noch verfügt werden soll. (Vgl. Haupttext Art. 439, ferner Fig. 153, 155, in welchen τ gemäß Art. 30 entgegengesetzt abgetragen ist.)

29. Den Steuerungskreis an den Antriebsarm wird man ganz weglassen, wenn man den verlegten Steuerungskreis zeichnet, da er für die Untersuchung der Ventilbewegung nicht mehr benötigt wird. Man wird sich darauf beschränken, an den Antriebsarm die wahre Deckungszentrale anzutragen, auf ihr den Mittelpunkt des Steuerungskreises durch Abtragung der Überdeckung vom Deckungspunkt aus zu bestimmen und vom Mittelpunkt aus die wahre Exzentrizität (bei Stellexzentersteuerungen die wahre größte Exzentrizität) nach beiden Seiten hin abzutragen. Man kann dann noch, ohne den Steuerungskreis zu schlagen, den Ausschlag des Schwingarmes mit dem Verfahren Art. 12 ermitteln (Fig. 451 links unten).

Beim Entwurf geht man zweckmäßig von derjenigen Lage und Größe des Diagramms aus, welche vorstehend als verlegter Steuerungskreis bezeichnet ist und geht den eben gegangenen Weg rückwärts (Haupttext Art. 506 bis 570, insbesondere Art. 520 bis 525).

30. Bei **Daumengetrieben** mit Daumen an der vom Exzenter angetriebenen Schwinge wird der Steuerungskreis zweckmäßig nach einem geeigneten festen Punkte C des Getriebes verlegt derart, daß der Deckungspunkt auf den Punkt C fällt. Das feste System wird dann durch die Verbindung JC repräsentiert. JC wird als Schwingarm betrachtet und es wird der Winkel τ umgekehrt wie er am Antriebsarm liegt, von CJ aus abgetragen (Fig. 452). Die Verlegung des Steuerungskreises nach einem festen Punkt und die umgekehrte Abtragung des Orientierungswinkels τ hat den Zweck, die Relativbewegung des festen Systems gegenüber dem Daumen, der nunmehr als fest angesehen wird, zu erhalten, was aus den im Anhang 23 erörterten Gründen zweckmäßig ist. Die Sache ist im Haupttext näher

erläutert in den Art. 424 bis 433 mit Rolle an einem Zwischenhebel und 434 bis 448 mit Rolle unmittelbar an der Ventilspindel. Über die Wahl des festen Punktes im letzteren Falle vgl. Art. 435 und 436.

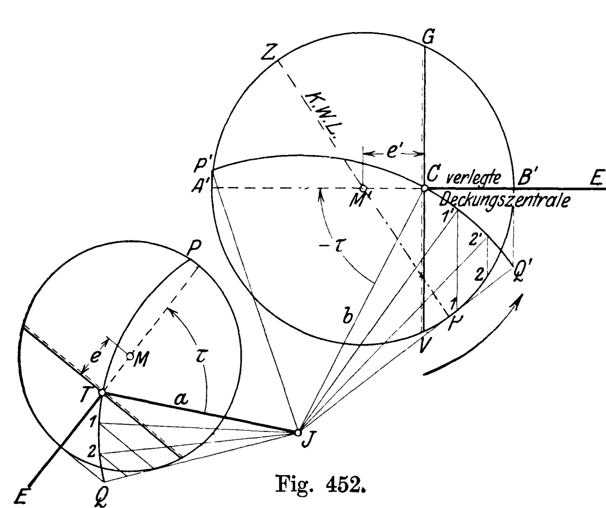


Fig. 452.

31. Das hier für Daumengetriebe empfohlene Übertragungsverfahren mit Verlegung des Exzenterkreises nach einem festen Punkt des Getriebes bei negativ abgetragenem Orientierungswinkel τ rührt vom Verfasser her und wurde in der 3. Auflage dieses Werkes vom Jahre 1912 zum ersten Male gebracht. Auch die allgemeine Benutzung des Winkels τ für die Übertragung sowie auch das Beweisverfahren für den schon vorher bekannten Projektionssatz und die einheitliche Einführung der Deckungszentralen als Projektionsachse gehen von ihm aus.

Die zweiseitig steuernde Schwinge.

32. Bei den bisher betrachteten Schwingenantrieben ist vorausgesetzt, daß sie entweder den Einlaß oder den Auslaß einer Zylinderseite betätigen, so daß zur vollständigen Steuerung eines Dampfzylinders 4 Getriebe erforderlich sind. Der Fall liegt in der Regel bei Ventilsteuerungen mit Steuerwelle vor, auf welche sich auch dieser Anhang in erster Linie bezieht. Auf der Schwingbahn gibt es bei einseitig steuernder Schwinge nur einen Deckungspunkt. Derselbe wird bei einer Umdrehung 2 mal durchlaufen, das eine Mal bei Beginn der Öffnung, das zweite Mal beim Abschluß.

33. Wenn von der Schwinge 2 Steuerorgane betätigt werden, z. B. die Einlaßorgane der beiden Zylinderseiten, so hat man eine zweiseitig steuernde Schwinge. Die Schwingbahn hat dann 2 Deckungspunkte, den einen für die Steuerung des Einlasses der Kurbelseite, den anderen für die Steuerung des Einlasses der Deckelseite. Das gleiche gilt für den Fall, daß eine Schwinge die beiden Auslaßorgane betätigt. Die Schwingbahn enthält dann 2 Deckungspunkte, einen für den Auslaß der Kurbelseite und einen für den Auslaß der Deckelseite.

In großem Umfange kommen doppelt und vierfach steuernde Schwingen bei den Drehschiebersteuerungen von Corliß vor. Bei Ventilsteuerungen kommen sie dann vor, wenn das Exzenter wie bei der Corliß-Steuerung auf der Hauptwelle sitzt, eine Antriebsform, die bei Ventilsteuerungen früher schon vereinzelt vorkam, aber dann von Lentz weiter ausgebildet ist und bei den Ventillokomobilen der Firma Heinrich Lanz und bei kleinen stehenden Ventildampfmaschinen Anwendung gefunden hat.

34. Vereinzelt kommen zweiseitig steuernde Schwingen auch bei Steuerwellenantrieb vor, so z. B. bei der Anordnung Fig. 185, bei welcher für den

Auslaß eine zweiseitig steuernde Schwinge, für den Einlaß dagegen zwei einseitig steuernde Schwingen angenommen sind. Ferner sind die Schwingen der Steuerungen mit geschränkter Schubrichtung und kurzer Exzenterstange nach Anhang 22 stets zweiseitig steuernd, gleichviel, ob das Exzenter auf der Hauptwelle oder auf einer Steuerwelle sitzt, da es der Zweck dieser Anordnung ist, mit einem Exzenter (Stellexzenter) für Einlaß bei möglichst vollkommenem Füllungsausgleich auszukommen. (Beispiele doppelt und mehrfach steuernder Schwingen im Führer S. 1115 bis 1117, 1150 und 1151.)

35. Da bei der zweiseitig steuernden Schwinge zwei Deckungspunkte vorhanden sind, erhält man durch die Verbindung mit dem Wellenmittelpunkt im allgemeinen auch zwei Deckungszentralen (vgl. die Fußnote zu Art. 5 S. 596). Man kann jedoch die Deckungspunkte so legen, daß die beiden Deckungszentralen zusammenfallen, d. h. daß die beiden Deckungspunkte und die Mitte der Exzenterwelle auf einer Geraden zu liegen kommen (vgl. auch Art. 18).

In den Artikeln 524 und 525 ist gezeigt, wie man bei gegebener Lage des Schwingendrehpunktes und der Exzenterwellenmitte die Stellung des Antriebsarms gegenüber dem Schwingdaumen bestimmt und weiter den Winkel τ ermittelt. Im Art. 526 ist weiter gezeigt, wie das für eine zweiseitig steuernde Schwinge bei beiderseits gleicher Diagrammüberdeckung geschieht, wenn die Forderung gestellt wird, daß die beiden Deckungszentralen zusammen fallen (vgl. auch Fig. 162 links unten).

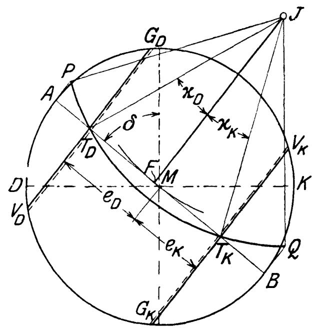


Fig. 453.

36. Für ungleiche Überdeckung, die man etwa für einen teilweisen Füllungsausgleich (Anhang 22, Art. 25) einführt, kann man, wenn auch hier die Forderung gestellt wird, daß die beiden Deckungszentralen zusammenfallen, etwa zu dem Zweck, nur mit einer Projektionsrichtung arbeiten zu müssen, folgendermaßen verfahren: Man entwirft Fig. 453, indem man die Kolbenweglinie *DK* zunächst horizontal legt, das Reuleaux-Diagramm für die geforderten Bedingungen mit ungleichen Überdeckungen und betrachtet die Schnittpunkte T_D und T_K der beiden Deckungslinien $V_D G_D$ und $V_K G_K$ mit der Richtung *AB* als Deckungspunkte. Aus diesen Punkten schlägt man dann die Kreise mit der beabsichtigten Schwingenlänge und findet die Lage des Schwingendrehpunktes *J* in bezug auf den Steuerungskreis und weiter durch das Lot von *J* auf *AB* die kleine Schränkung *MF*. Die weitere Behandlung ist die des geschränkten Antriebes nach Art. 524 und 525.

Man kann aber auch den Entwurf unbedenklich für einen Mittelwert der beiden gewollten ungleichen Überdeckungen nach Art. 526 durchführen und die ungleiche Überdeckung nachträglich durch entsprechende Einstellung der zur Längenregulierung stets in der Exzenterstange angebrachten Einstellvorrichtung erreichen. Nach der Einstellung fallen dann freilich die Deckungszentralen nicht mehr ganz genau zusammen, was für die Wirkung der Steuerung kein Nachteil ist (denn im Anhang 22 ist gezeigt, wie durch sehr starke Abweichungen der beiden Deckungszentralen gerade ein besonderer Erfolg erzielt wird), und für die Unter-

suchung der Steuerung begeht man bei den kleinen Abweichungen einen kaum merkbaren Fehler, wenn man bei Anwendung des Projektionssatzes die zuerst gefundenene mittlere Deckungszentrale für beide Zylinderseiten benutzt.

37. Vielfach wird bei symmetrisch zweiseitig steuernder Schwinge nicht die Deckungszentrale, sondern die durch die Endpunkte P und Q des Schwingenausschlages gelegte Gerade als Richtung, zu welcher senkrecht zu projizieren ist, benutzt. Dabei ist die genaue Länge der Exzenterstange so gewählt oder eingestellt gedacht, daß die Punkte P und Q und die Wellenmitte auf einer Geraden liegen. Hierbei lehnt man sich wohl an den Aufsatz von Seemann in der Zeitschr. d. V. d. I. 1898, S. 669 „Schieberdiagramme für Corlißsteuerungen“ an.

Der Unterschied in den Ergebnissen dieses Verfahrens von dem hier vorgeschlagenen ist bei der großen Entfernung der Welle von der Schwingbahn unbedeutend, aber doch von grundsätzlicher Bedeutung, weil bei Benutzung der Deckungszentrale die symmetrisch zweiseitig steuernde Schwinge genau so behandelt wird wie die einseitig, mehr oder weniger stark unsymmetrisch steuernde und nur einen Sonderfall derselben darstellt. Ein weiterer Vorzug ist noch der, daß bei Stellexzenterreguliersteuerungen die Deckungspunkte unveränderliche Punkte sind (vgl. Art. 24), die Endpunkte der Schwingbahn sich aber ändern, so daß die Punkte P, Q und die Wellenmitte nur für eine mittlere Füllung nach einer Geraden ausgerichtet werden können.

Begriff der Schränkung, Schränkungsgrad.

38. Wenn sich die Ausschlagwinkel um die Mitte des in die Schwingbahn verlegten Exzenterkreises gleichmäßig verteilen, möge der Antrieb ungeschränkt oder **symmetrisch** genannt werden. Das Lot vom Drehpunkt des Schwingarmes auf die Deckungszentrale trifft dieselbe im Mittelpunkte des verlegten Steuerungskreises (Fig. 454). Bei der zweiseitig steuernden Schwinge bildet nach Vorstehendem der symmetrische Antrieb die Regel.

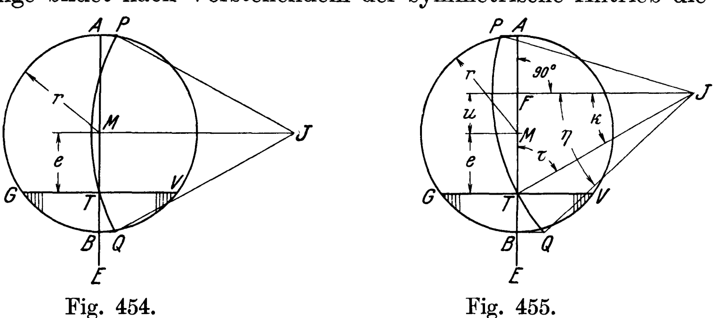


Fig. 454. Fig. 455.

Bei der einseitig steuernden Schwinge, deren Anwendungsgebiet bei Ventilsteuerungen viel größer ist als das der zweiseitig steuernden, überwiegt dagegen der geschränkte Antrieb. Man beabsichtigt mit ihm durch die stärkere Neigung des Bogens TQ gegen die Deckungszentrale TE Fig. 455 eine größere Übersetzung vom Exzenter auf den Öffnungsteil der Schwingbahn zu erreichen. Es ist im Haupttext gezeigt, daß damit nur dann eine Verkleinerung der Exzentrizität erreicht wird, wenn der Gesamtausschlag gegeben ist, nicht aber, wenn ein bestimmter größter einseitiger Ausschlagwinkel η zugelassen ist (vgl. Art. 527, 530, 537, 538).

Die Schränkung kann aber auch durch räumliche Verhältnisse bedingt sein, wie durch die Lage der Steuerwelle, Beschränkungen in der Wahl der Lage des Punktes J an der Ventilhaube, Kollisionsgefahr der Schwinge mit anderen Teilen.

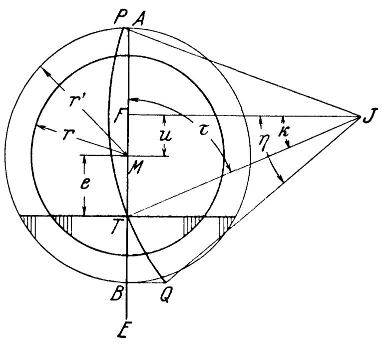


Fig. 456.

Als Maß der Schränkung werde das Verhältnis u/r gewählt und als **Schränkungsgrad** bezeichnet. u ist darin der Abstand des Fußpunktes F des von J auf die Deckungszentrale gefällten Lotes vom Mittelpunkt des Steuerungskreises. u werde positiv in der Richtung TM gezählt. Bei veränderlicher Exzentrizität ist u/r veränderlich, da u konstant bleibt. Es werde jedoch bei Stellexzentersteuerungen unter dem Schränkungsgrad der auf die größte Exzentrizität r' bezogene verstanden (Fig. 456).

Der hier festgelegte Begriff der Schränkung gilt für die in diesem Anhang vorausgesetzte große Exzenterstangenlänge. Bei den im Anhang 22, Art. 30 bis 71 behandelten Fall einer ganz kurzen Exzenterstange wird die Schränkung in anderer Weise definiert und gemessen.

Anhang 25.

Dynamik der Daumengetriebe für Dampfmaschinen und Verbrennungskraftmaschinen.

1. Im nachstehenden sollen die dynamischen Verhältnisse der Daumengetriebe von Ventilsteuerungen behandelt werden, insbesondere mit Rücksicht auf die erforderlichen Anschlußkräfte zwischen Rolle und Daumen. Der Inhalt des Anhanges ist eine z. T. gekürzte, z. T. erweiterte Wiedergabe des zweiten Teils einer nicht im Buchhandel erschienenen Druckschrift, welche für die im Jahre 1911 an der Technischen Hochschule in Karlsruhe abgehaltenen, vom Verein deutscher Ingenieure veranlaßten und unterstützten „Hochschulvorträge und Übungskurse für Ingenieure“ von mir verfaßt wurde unter dem Titel: „Geometrie und Dynamik der Daumengetriebe für Ventilsteuerungen an Dampf-, Gas- und Ölmaschinen.“

2. Bei dem Entwurf von Daumengetrieben kann man entweder von einem zweckmäßig erscheinenden Beschleunigungsgesetz ausgehen und danach die Daumenform so bestimmen, daß dieses Beschleunigungsgesetz erfüllt wird oder die Daumenform wählen und untersuchen, welches der Verlauf der Beschleunigungen ist. Im vorliegenden Werk ist durch die Vorschläge in den Art. 449 bis 465 die Daumenform als Ausgangspunkt des Entwurfs gewählt; es ist jedoch bei den Vorschlägen für die Zusammensetzung der Daumenkurven den Anforderungen an einen zweckmäßigen Verlauf der Beschleunigungen und Verzögerungen des Ventils in gewissem Maße schon Rechnung getragen.

Hier möge jedoch mit dem ersten, umgekehrten Fall begonnen werden und die Untersuchung für ein gewähltes Beschleunigungsgesetz durchgeführt werden; dabei sollen nur einige ganz einfache Fälle behandelt

werden, zu dem Zwecke, einen allgemeinen Einblick in die Zusammenhänge zu gewinnen und die Höchstwerte der Bschleunigung zu ermitteln, die bei gegebener Ventilhubhöhe und gegebener Öffnungsdauer mit den einfachen Gesetzen sich ergeben.

3. Wenn MV (Fig. 457) die Kurbelstellung ist, in welcher die Öffnung des Ventils beginnt, MG diejenige, in welcher das Ventil geschlossen wird, so stellt der Bogen $a_1 + q + a_2$ bei gleichförmiger Kurbeldrehung, die hier mit Rücksicht auf die große Masse des Schwungrades mit ausreichender Genauigkeit vorausgesetzt werden kann, die Öffnungsdauer dar. Darin ist a_1 die Dauer des Anhubes, q (quies) die Dauer der Ruhe in geöffnetem Zustande, a_2 die Dauer des Niederganges[1]). Wenn das Ventil nach Errechnung seiner höchsten Stellung sofort wieder sinkt, ist q gleich 0.

Die Bewegungszeiten a_1 und a_2 zerfallen noch je in die Zeit für die Beschleunigung und die Verzögerung. Bei Schwingdaumen-Steuerungen mit normalem Exzenterantrieb ist a_2 stets gleich a_1 auch ist bei ihnen stets das Gesetz der Aufgangsbeschleunigung gleich dem Gesetz der Niedergangsverzögerung und das der Aufgangsverzögerung gleich dem der Niedergangsbeschleunigung (Symmetrie der Bewegung).

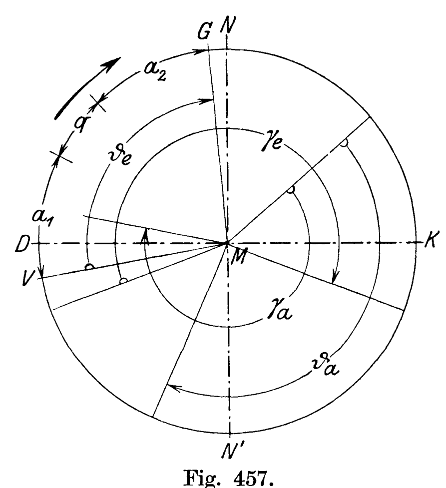


Fig. 457.

Bei Umlaufdaumen sind Ungleichheiten möglich, doch besteht auch hier bei zentraler Rollenführung fast stets die angegebene Bewegungssymmetrie. Bei nicht zentraler oder bogenförmiger Rollenführung wird in der Regel die Aufgangs- von Niedergangsbewegung verschieden sein; doch besteht nach Anhang 23, Art. 17 auch hier die Möglichkeit, die Symmetrie zu erreichen.

Im nachfolgenden wurde die Symmetrie der Kürze halber und wegen des Überwiegens der Schwingdaumen bei Dampfmaschinen vorausgesetzt. Die Übertragung der gefundenen Gesetze auf Umlaufdaumen mit unsymmetrischer Bewegung bietet keine Schwierigkeiten.

Die Bogen a_1 und a_2 sind der vorstehenden Festsetzung gemäß einander gleich und mögen daher je mit a bezeichnet werden. Die Zeit, in welcher der Bogen a zurückgelegt wird, werde mit τ bezeichnet. Eine besondere Bezeichnung für die Zeit selbst und ihre Darstellungslänge ist hier notwendig, weil die Untersuchung der Allgemeinheit wegen für verschiedene Drehzahlen durchgeführt werden soll, der Bogen a also die Zeit τ in offenem, d. h. jeweils nachträglich festzustellendem Maßstabe darstellt.

---

[1]) Der Öffnungswinkel $VMG = \vartheta_e$ mit Volumennullpunkt bei D entspricht den Verhältnissen einer Dampfmaschinen-Einlaßsteuerung für ziemlich große Füllung. Der Winkel ϑ_a einer Dampfmaschinen-Auslaßsteuerung. Die Winkel γ_e und γ_a entsprechen mittleren Verhältnissen von Viertaktverbrennungskraftmaschinen und zwar sind γ_e und γ_a die Kurbeldrehwinkel, nicht die Steuerwellendrehwinkel, für Einlaß bzw. Auslaß.

4. Wenn n die Drehzahl der Maschine in der Minute ist und r der zu a gehörige Radius, so ist, da für n Umdrehung 60 Sekunden gebraucht werden, die zu einer Umdrehung erforderliche Zeit gleich $60/n$ Sekunden.

Die Zeit, welche zur Zurücklegung des Bogens a gebraucht wird, verhält sich zur Zeit einer Umdrehung wie a zu $2\pi r$, d. h. es verhält sich

$$\tau : \frac{60}{n} = a : 2\pi r,$$

somit ist

$$\tau = \frac{60}{2\pi n}\frac{a}{r} \tag{1}$$

a/r ist der Winkel in Bogenmaß, welcher in der Zeit τ zurückgelegt wird. Statt seiner werde der reziproke Wert r/a eingeführt und mit ε bezeichnet. ε wird am besten durch Abstechen mit dem Zirkel im Steuerungsdiagramm, d. h. durch Abtragen von a auf dem Radius gefunden. Es ist damit:

$$\tau = \frac{60}{2\pi n \varepsilon}, \qquad \frac{1}{\tau} = \frac{n\varepsilon}{9{,}55}. \tag{2}$$

Einfache, gegebene Beschleunigungsgesetze.

Gleichmäßige Beschleunigung.

5. Wenn angenommen wird, daß die Aufgangsverzögerung ebenso groß ist wie die Aufgangsbeschleunigung, so muß, da für beide zusammen die Zeit τ zur Verfügung steht, die Aufgangsbeschleunigung in der Zeit $\frac{1}{2}\tau$ beendet sein.

Bei gleichmäßiger Beschleunigung gelten die Fallgesetze, nur daß statt der Erdbeschleunigung g die Beschleunigung b einzuführen ist. Der Weg s, der während der Zeit t zurück gelegt wird, ist also

$$s = \tfrac{1}{2} b t^2.$$

Für t ist nach obiger Erläuterung $\frac{1}{2}\tau$ einzusetzen und für s die halbe Hubhöhe des Ventils, da die zweite Hälfte des Hubes während der Aufgangsverzögerung zurückgelegt wird. Es ist also

$$\frac{h}{2} = \frac{1}{2} b \left(\frac{\tau}{2}\right)^2,$$

$$h = b \left(\frac{\tau}{2}\right)^2; \tag{3}$$

oder mit Einführung des Wertes von τ aus Gleichung (2)

$$h = b \left(\frac{60}{2 \cdot 2\pi n \varepsilon}\right)^2, \tag{4}$$

$$b = h \left(\frac{n\varepsilon}{4{,}775}\right)^2. \tag{5}$$

Hierbei ist der Ventilhub h in Metern einzuführen, wenn die Beschleunigung, wie üblich, in Metern pro Sekunde erhalten werden soll. Bequemer ist es h in Zentimetern oder Millimetern einzusetzen. Bei Einsetzung in Zentimetern ist für h in Gleichung (5) zu setzen $\frac{h}{100}$, womit wird

$$b = h \left(\frac{n\varepsilon}{47{,}75}\right)^2. \tag{6}$$

Für den Vergleich mit späterem möge der Nenner der letzten Gleichung noch mit $1 = 0{,}5 \cdot \sqrt{2}^2$ multipliziert werden, womit wird

$$b = \frac{h}{0{,}5}\left(\frac{n\,\varepsilon}{67{,}5}\right)^2. \qquad (6\,\text{a})$$

Beispiel.

Einlaßsteuerung einer Einzylindermaschine für eine mittlere Füllung und einen Ventilhub von 0,6 cm. Die Drehzahl n sei gleich 130; ε kann statt im Kurbelkreis auch im Exzenterkreis abgegriffen werden, wenn man für r die Exzentrizität einführt. Die Division r/a wird, wie bemerkt, am besten durch Abstechen des entsprechend unterteilten Bogens a auf dem Radius bewirkt. Wenn man das Diagramm Seite 153 für die Ermittlung von $r/a = \varepsilon$ benutzt, so ist VP bzw. PH gleich a für den Fall, daß $q = 0$ angenommen wird. Nimmt man aus den in Art. 467 bis 472 erörterten Gründen für die Ventilsteuerung nach eine kleine Verschiebung der Deckungslinie nach innen vor, so wird a noch etwas größer; ε wird damit gleich 1,65 gefunden, und es wird

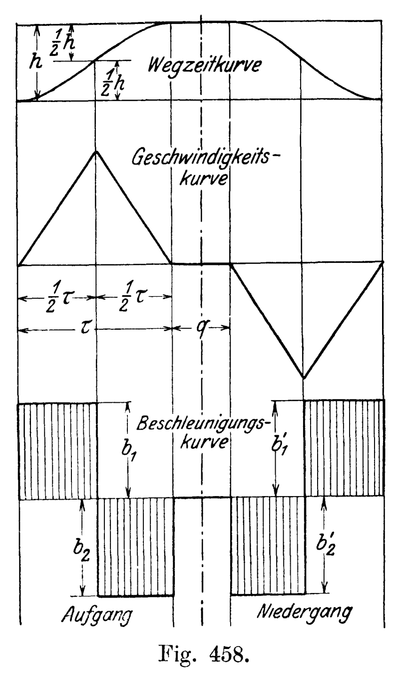


Fig. 458.

$$b = 0{,}6\left(\frac{130 \cdot 1{,}65}{47{,}75}\right)^2 = 12{,}1\ \text{m/sec}^2.$$

Wenn die volle Beschleunigung während der ganzen Zeit gleichmäßig wirkt, kommt man offenbar mit dem kleinsten Höchstwert aus. Es ist $b_{\max} = b$. Bei jedem anderen Beschleunigungsgesetz ist $b_{\max} > b_{\text{mittel}}$, also bei vorliegendem Beispiel $b_{\max} > 12{,}1\ \text{m/sec}^2$.

6. In Fig. 458 ist unten das Beschleunigungsdiagramm für b_1 ' gleich konst. aufgezeichnet, darüber das Geschwindigkeitsdiagramm, welches sich gemäß der linearen Gleichung $v = b\,t$ aus geraden Linien zusammensetzt. Über dem Geschwindigkeitsdiagramm ist die sich aus Parabelstücken zusammensetzende Zeitwegkurve aufgetragen.

In der Figur sind die Beschleunigungen und Verzögerungen anstatt mit b mit b_1, b_2, b_1', b_2' bezeichnet. Es ist b_1 die Anfangsbeschleunigung, b_2 die Aufgangsverzögerung, b_2' die Niedergangsbeschleunigung, b_1' die Niedergangsverzögerung. Es ist, absolut gerechnet, $b_1 = b_2 = b_1' = b_2'$.

7. Die Forderung, daß die Aufgangsverzögerung b_2 eben so groß sein soll wie die Aufgangsbeschleunigung b_1 und die Niedergangsbeschleunigung b_1' ebenso groß sein soll wie die Niedergangsverzögerung b_2' ist im allgemeinen nicht erfüllbar, weil der Rollenradius ein gewisses Maß nicht unterschreiten darf und die für die Bewegung maßgebende S-Kurve eine Äquidistante zur Daumenkurve ist (vgl. Haupttext Art. 452 und 458, ferner Anhang 23, Art. 1 bis 4 mit den bezüglichen Figuren) und daher der in die

Aufgangsverzögerung fallende Teil der S-Kurven einen sehr flachen Verlauf erhält, und weil bei Schwingdaumen noch dazu die Bewegung durch die abnehmende Antriebsgeschwindigkeit des vom Exzenter angetriebenen Daumens weiter in die Länge gezogen wird.

Es wird also für die Aufgangsverzögerung (Niedergangsbeschleunigung) erheblich mehr Zeit verbraucht, als für die Aufgangsbeschleunigung (Niedergangsverzögerung) so daß für die Aufgangsbeschleunigung nicht, wie oben ohne Rücksicht auf die konstruktiven Möglichkeiten angenommen wurde, $0{,}5\,\tau$, sondern nur $\beta\,\tau$ Sekunden zur Verfügung stehen, wobei β kleiner als 0,5 ist. Für die Aufgangsverzögerung stehen dann $(1-\beta)\,\tau$ Sekunden zur Verfügung.

8. Man kann auch hier nach Schätzung von β die Beschleunigung durch die geforderte Ventilhubhöhe ausdrücken, auf Grund der nachfolgenden Entwicklung:

Bezeichnet man den Beschleunigungshub des Aufganges mit h_1, den Verzögerungshub mit h_2, so ist $h = h_1 + h_2$. Die den Teilhuben h_1 und h_2 zugehörigen Beschleunigungen bzw. Verzögerungen mögen mit b_1 bzw. b_2 bezeichnet werden. Es ist dann ganz wie vorher:

$$h_1 = \tfrac{1}{2}\,b_1\,(\beta\,\tau)^2 \qquad \text{und} \qquad h_2 = \tfrac{1}{2}\,b_2\,[(1-\beta)\,\tau]^2\,,$$

$$h = \tfrac{1}{2}\,\tau^2\,[b_1\,\beta^2 + b_2\,(1-\beta)^2]\,.$$

Zwischen b_1 und b_2 besteht folgende einfache Beziehung: Die höchste Geschwindigkeit für gleichförmige Beschleunigung ist $v = b_1\,t$ also

$$v_{\max} = b_1\,\beta\,\tau\,.$$

Nach Erreichung dieser Geschwindigkeit setzt die Verzögerung ein bis v gleich 0 wird, d. h. es ist $v_{\max} - b_2\,(1-\beta)\,\tau = 0$ oder

$$b_1\,\beta\,\tau = b_2\,(1-\beta)\,\tau\,,$$

$$b_2 = b_1\,\frac{\beta}{1-\beta}\,; \tag{7}$$

also

$$h = \tfrac{1}{2}\,b\;\tau^2\left[\beta^2 + \frac{\beta}{1-\beta}\,(1-\beta)^2\right],$$

$$h = \tfrac{1}{2}\,b_1\,\tau^2\,\beta\,.$$

Löst man diese Gleichung nach b_1 auf unter Einsetzung des Wertes von τ aus Gleichung (2) und Einführung von Zentimetern statt Metern für h, so erhält man

$$b_1 = \frac{h}{\beta}\left(\frac{n\,\varepsilon}{67{,}5}\right)^2. \tag{8}$$

Für die Abschätzung der erforderlichen Federkräfte (zwecks Wahrung des Kraftanschlusses zwischen Daumen und Rolle) ist noch die Aufgangsverzögerung (Niedergangsbeschleunigung) von Interesse. Es wird mit Gleichung (7)

$$b_2 = \frac{h}{1-\beta}\left(\frac{n\,\varepsilon}{67{,}5}\right)^2. \tag{9}$$

Mit $\beta = 0,5$ kommt man auf die oben unmittelbar gefundene Gleichung (6a). In Fig. 459 sind wieder ganz entsprechend der Fig. 458 die Beschleunigungs-, Geschwindigkeits- und Wegzeitkurven aufgetragen, und zwar für $\beta = 0,3$ und $1 - \beta = 0,7$.

Beispiele.

1. Unter Beibehaltung der sonstigen Voraussetzungen des Beispiels Art 5 werde β für die Einlaßsteuerung mit den verhältnismäßig kleinen Füllungen der Einzylindermaschine gleich 0,18 geschätzt, dann ist

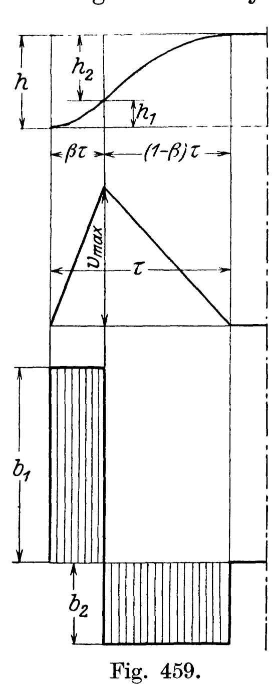


Fig. 459.

$$b_1 = \frac{0,6}{0,18}\left(\frac{130 \cdot 1,65}{67,5}\right)^2 = 33,6 \text{ m/sec}^2,$$

$$b_2 = \frac{0,6}{0,82}\left(\frac{130 \cdot 1,65}{67,5}\right)^2 = 7,4 \text{ m/sec}^2.$$

2. Auslaßsteuerung einer Dampfmaschine. Bei Auslaßsteuerungen sind die Verhältnisse weniger gedrückt, die Krümmung der Anlaufkurve ist demgemäß (Art. 456) größer als bei Einlaßsteuerungen und daher β größer, z. B. $= 0,3$; ferner ist auch ε kleiner und sei gleich 1,0 durch Abstechen (Art. 4) ermittelt; der erforderliche Ventilhub sei gleich 0,8 cm errechnet (Art. 581 bis 584 und 590). Damit wird für die gleiche Drehzahl wie vorher

$$b_1 = \frac{0,8}{0,3}\left(\frac{130 \cdot 1,0}{67,5}\right)^2 = 9,9 \text{ m/sec}^2,$$

$$b_2 = \frac{0,8}{0,7}\left(\frac{130 \cdot 1,0}{67,5}\right)^2 = 4,24 \text{ m/sec}^2.$$

3. Automobilmotor - Auslaßventil. $h = 0,7$, $\beta = 0,35$, $n = 800$, (n' der Steuerwelle $= 400$). Es ist gleichgültig, ob man die Drehzahl der Steuerwelle oder die des Motors einführt, da im ersteren Falle der Öffnungsbogen nur halb so groß ist als im zweiten, ε also im ersten Falle doppelt so groß ist als im zweiten. Es möge einheitlich die Motordrehzahl zugrunde gelegt werden.

Der Öffnungsbogen ist gleich $180° +$ Vorausströmungswinkel $+$ Nachschließwinkel (vgl. auch die Fußnote S. 612). Setzt man den Öffnungswinkel gleich $180° + 45° + 12° = 237°$ und nimmt einen Ruhewinkel von $17°$ an, so ist der zu a gehörige Winkel gleich $\frac{1}{2} \cdot 220° = 110°$, womit $\varepsilon = 0,522$. Wenn dann β noch gleich 0,35 geschätzt wird, wird

$$b_1 = \frac{0,7}{0,35}\left(\frac{800 \cdot 0,522}{67,6}\right)^2 = 76,3 \text{ m/sec}^2,$$

$$b_2 = \frac{0,7}{0,65}\left(\frac{800 \cdot 0,528}{67,6}\right)^2 = 41,1 \text{ m/sec}^2.$$

9. Die Sprünge beim Übergang von der konstanten Beschleunigung zur konstanten Verzögerung sind unvorteilhaft. Wenn sie auch keine Stöße verursachen, da die Geschwindigkeit sich nicht plötzlich ändert und daher die lebendige Kräfte keine Sprünge aufweisen, so ist doch die plötzliche

Beschleunigungsänderung wenig vorteilhaft für die Abnutzung (Anhang 23, Art. 5). Deshalb möge noch ein anderes, leicht verfolgbares Beschleunigungsgesetz, das sinoidische, behandelt werden, bei welchem die Beschleunigung stetig in die Verzögerung übergeht.

Freilich tritt beim Anhub auch hier ein plötzlicher Beschleunigungssprung ein, der jedoch durch die Vorschaltung der Spannkurve (Anhang 23, Art. 7 bis 9 und Haupttext, Art. 515 und 536) gemildert wird.

Sinoidisches Beschleunigungsgesetz, harmonische Schwingungen des Ventils.

10. Bei der sinoidischen Beschleunigung weiß man von vornherein, daß das Geschwindigkeitsgesetz und das Wegzeitgesetz ebenfalls sinoidisch ist, da der erste und zweite Differentialquotient von $\cos\alpha$ gleich $-\sin\alpha$ bzw. $-\cos\alpha$ ist.

Man kann daher, umgekehrt wie bei der vorigen Entwicklung, auch von der Wegzeitkurve ausgehen. Die sinoidische Wegzeitkurve AB (Fig. 460) kann man sich erzeugt denken durch einen mit konstanter Winkelgeschwindigkeit umlaufenden Arm e, der während der Zeit t den Winkel α zurücklegt. Es besteht dann die Beziehung

$$\alpha = m t, \qquad (10)$$

worin m eine Konstante ist, deren Bedeutung sich aus

$$\frac{d\alpha}{dt} = m \qquad (11)$$

als Winkelgeschwindigkeit des Armes e ergibt.

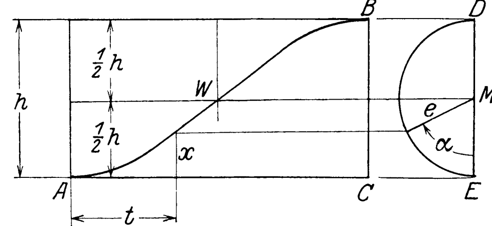


Fig. 460.

Für den Winkel α ist $x = ME - e\cos\alpha$ oder

$$x = e - e\cos\alpha, \qquad (12)$$

$$\frac{dx}{dt} = +e\sin\alpha\,\frac{d\alpha}{dt}, \qquad \text{oder} \qquad \frac{dx}{dt} = e\sin\alpha\, m; \qquad (13)$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = e\cos\alpha\, m\,\frac{d\alpha}{dt}, \qquad \text{oder} \qquad \frac{d^2x}{dt^2} = e\, m^2\cos\alpha. \qquad (14)$$

Es werde jetzt wieder zunächst vorausgesetzt, daß die Aufgangsverzögerung gleich der Aufgangsbeschleunigung ist. Dann wird bis zur Erreichung des Winkels $\alpha = 90°$ die Zeit $\frac{1}{2}\tau$ gebraucht und weiter für die Zurücklegung des Winkels $90°$ bis $180°$ ebenfalls $\frac{1}{2}\tau$. Es ist nach Gleichung (10)

$$\frac{\pi}{2} = m\frac{\tau}{2}, \qquad \pi = m\tau. \qquad (15)$$

oder indem man für τ den Wert von Gleichung (2) einführt

$$\pi = m\frac{60}{2\pi n \varepsilon},$$

woraus folgt

$$m = \frac{2\pi^2 n \varepsilon}{60}. \qquad (16)$$

Setzt man in Gleichung (14) den Winkel $\alpha = 0$, d. h. $\cos\alpha = 1$, so erhält man die größte Beschleunigung

$$b_{\max} = e\left(\frac{2\,\pi^2\, n\,\varepsilon}{60}\right)^2.$$

Wenn die Aufgangsverzögerung gleich der Aufgangsbeschleunigung ist, ist nach Fig. 460 $e = \frac{1}{2}\,h$. Geht man mit $^1/_2$ und zum Übergang von Metern zu Zentimetern mit 100 in die Klammer, so ist

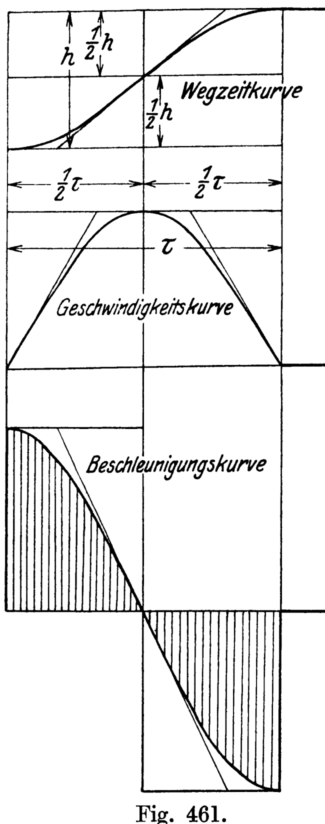


Fig. 461.

$$b_{\max} = h\left(\frac{2\,\pi^2\, n\,\varepsilon}{\sqrt{2}\,\sqrt{100}\,60}\right)^2,$$

$$\boldsymbol{b_{\max} = h\left(\frac{n\,\varepsilon}{43}\right)^2,} \qquad (17)$$

oder, indem man zum Zwecke späterer Vergleiche den Nenner wieder mit $1 = 0{,}5\,\sqrt{2}^2$ multipliziert,

$$b_{\max} = \frac{h}{0{,}5}\left(\frac{n\,\varepsilon}{60{,}8}\right)^2. \qquad (17\,\text{a})$$

11. In Fig. 461 sind die Sinoiden für die Wege, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen für den Aufgang gezeichnet, die sich für den Niedergang bei den Voraussetzungen des Art. 3 rechts von der strichpunktierten Linie symmetrisch wiederholen.

Bei der Auftragung der Sinoiden kann man sich des Näherungsverfahrens Anhang 11, Art. 17 bis 19 bedienen.

12. Die Rücksichten auf den durch den endlichen Durchmesser der Rolle bedingten schlanken Verlauf der Auflaufkurve bedingen auch hier, wie in Art. 7, eine längere Aufgangsverzögerung als Aufgangsbeschleunigung, und eine ähnliche Betrachtung wie oben führt auf die Gleichungen

$$\boldsymbol{b_{1\,\max} = \frac{h}{\beta}\left(\frac{n\,\varepsilon}{60{,}8}\right)^2,} \qquad (18)$$

$$\boldsymbol{b_{2\,\max} = \frac{h}{(1-\beta)}\left(\frac{n\,\varepsilon}{60{,}8}\right)^2.} \qquad (19)$$

Mit $\beta = 0{,}5$ kommt man auf Gleichung (17a) oder (17).

Das Beispiel 1, Art. 8, ergibt bei sinoidischem Verlauf und $\beta = 0{,}18$:

$$b_{1\,\max} = \frac{0{,}6}{0{,}18}\left(\frac{130\cdot 1{,}65}{60{,}8}\right)^2 = 41{,}5,$$

$$b_{2\,\max} = \frac{0{,}6}{0{,}82}\left(\frac{130\cdot 1{,}65}{60{,}8}\right)^2 = 9{,}1.$$

13. In Fig. 462 sind die Sinoiden für die Wege, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen beim Aufgang verzeichnet, und zwar für $\beta = 0{,}3$, wobei man sich wieder des Näherungsverfahrens im Anhang 17 bedienen kann. Man beginnt am besten mit der Geschwindigkeitskurve. Von ihr weiß man, daß sie dort ihren höchsten Punkt (mit horizontaler Tangente) erreicht, wo die Beschleunigungen in Verzögerungen übergehen, d. h. der Definition von β entsprechend nach Verlauf der Zeit $\beta\tau$. Dort setzt, ebenfalls mit horizontaler Tangente, die Sinoide mit der anderen Konstanten an. Die Wegzeitkurve hat an dieser Stelle ebenfalls eine gemeinsame Tangente, die Beschleunigungskurve aber (infolge der sprungweisen Änderung der Krümmungsradien der Geschwindigkeitskurve) nicht.

Die Richtung der gemeinsamen Tangente an die im Punkte W zusammenstoßenden beiden ungleichen Teile der Wegzeitkurve findet man nach Anhang 11, Art. 17 bis 19, indem man von C aus nach links die Länge $\mu\beta\tau$ nach rechts von D aus die Länge $\mu\,(1-\beta)\,\tau$ abträgt und EF zieht. Der Punkt W wird als Schnittpunkt dieser Linie mit der Senkrechten in C gefunden. μ ist der Faktor, welcher im Anhang 11 gleich 0,636 angegeben ist und bei der näherungsweisen Verzeichnung der Sinoide gleich $^2/_3$ angenommen werden kann. Die Längen $\beta\tau$ bzw. $(1-\beta)\,\tau$ entsprechen der im Anhang 11 mit b bezeichneten Länge.

Aus der Ähnlichkeit der Dreiecke WDF und WCE folgt:

$$e_1 : e_2 = \mu\beta\tau : \mu\,(1-\beta)\,\tau$$

oder

$$e_1 : e_2 = \beta : (1-\beta)\,,$$

und weiter

$$e_1 + e_2 : \beta + 1 - \beta = e_1 : \beta$$

oder

$$h : 1 = e_1 : \beta\,,$$

d. h. es ist

$$e_1 = \beta h\,,$$

d. h. die Höhe $h = CD$ wird durch den Punkt W von C aus im Verhältnis $\beta : 1$ geteilt.

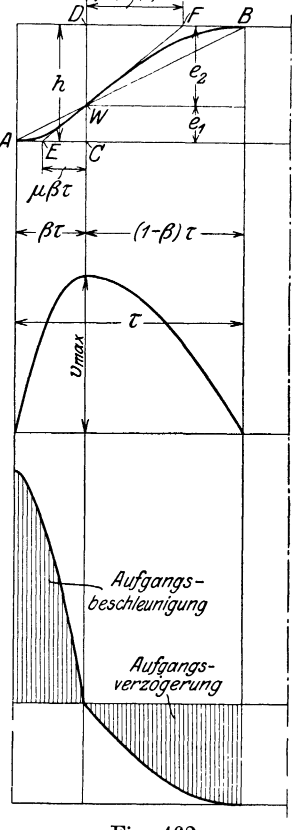


Fig. 462.

Untersuchung der Beschleunigungsverhältnisse für eine gegebene Daumenkurve mit gegebenem Antrieb.

14. Wenn die Daumenkurve und die Antriebsverhältnisse des Daumens gegeben oder im Entwurf nach gewissen Grundsätzen gewählt sind, kann man die Ventilgeschwindigkeiten und -beschleunigungen in jedem Augenblick ermitteln. Es gibt dafür außer dem nachstehend erläuterten noch verschiedene andere Verfahren (vgl. Art. 27). Das Durchsichtigste ist das mit Auftragung der Ventilerhebungen als Funktion der Zeit und zwei maliger graphischer Differentiation.

Das Verfahren hat den Vorzug, daß es für alle Getriebe das gleiche ist, nachdem man einmal die Ventilerhebungen als Funktion der Zeit ermittelt

hat, während bei den anderen Verfahren für jede Getriebeart besondere Überlegungen anzustellen sind, wie vorzugehen ist. Es leidet aber trotz mathematischer Korrektheit an Ungenauigkeit in zeichnerischer Beziehung. Es soll hier in erster Linie behandelt werden. Nachher soll gezeigt werden, wie andere Verfahren für die genauere Feststellung besonders wichtiger Punkte zu Hilfe gezogen werden können.

15. Die Auftragung der Ventilerhebungen als Funktion des Drehwinkels der Steuerwelle bietet nach der ausführlichen Behandlung der Sache im Haupttext Art. 421 bis 580 nicht die geringsten Schwierigkeiten, dort sind fast alle in Frage kommenden Getriebe hinsichtlich der Ventilerhebungen, teils für gegebene Verhältnisse untersucht, teils im Entwurf behandelt.

Die Ventilerhebungen sind im Haupttext im allgemeinen als Funktion der Kolbenwege aufgetragen, wozu noch die Bestimmung der Kolbenweglinie und die Feststellung der zu den einzelnen Kurbel- und Exzenterstellungen gehörigen Kolbenwege notwendig war. Diese Feststellungen fallen hier fort; es sind hier die Ventilerhebungen unmittelbar als Funktion der Kurbelwinkel oder, was dasselbe ist, als Funktion des abgewickelten Exzenterkreises aufzutragen. Eine

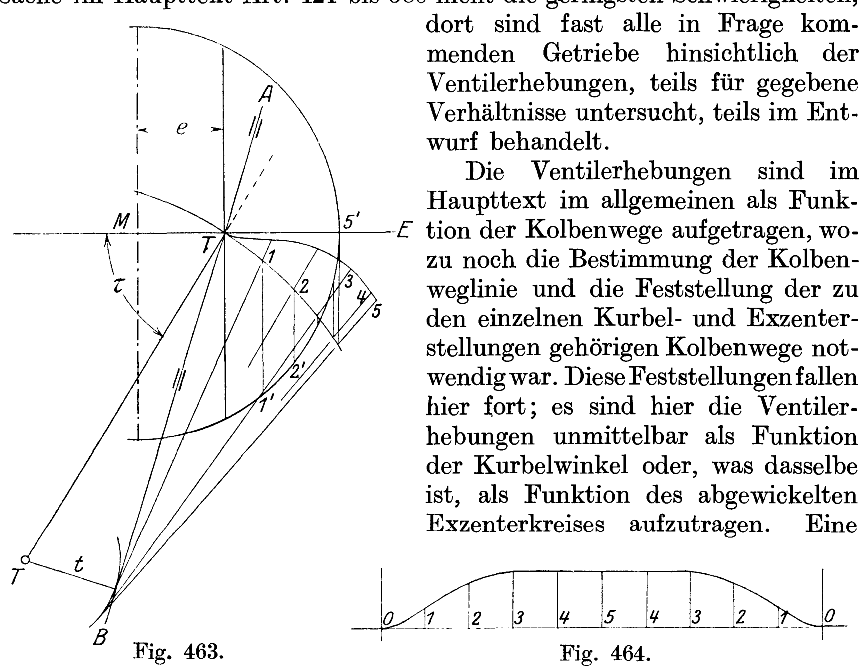


Fig. 463. Fig. 464.

weitere Vereinfachung tritt bei der Auftragung der Ventilerhebungen als Funktion der Kurbelwinkel für Schwingdaumen noch insofern ein, als die Kurve symmetrisch wird.

Fig. 464 zeigt die Auftragung der Ventilerhebungen als Funktion des Drehwinkels der Steuerwelle für den Fall eines Drehschwingdaumens mit spitzem Triebwinkel nach Art des Getriebes Fig. 152 und 163. Das Getriebe ist mit anderen Maßverhältnissen in Fig. 463 dargestellt; ferner ist die Deckungszentrale zur bequemeren Projektion der Exzenterkreispunkte horizontal gelegt, wodurch die Ventilspindel in der Figur die Neigung AB erhält. Der Öffnungsteil des verlegten und umgelegten Exzenterkreises ist in 12 gleiche Teile geteilt, die Teilpunkte $1'$, $2'$ ..., sind senkrecht zur Deckungszentrale auf die verlängerte innere S-Kurvenrast projiziert. Die Ventilerhebungen sind in der Richtung der Tangenten, welche von den Punkten 1, 2 der S-Kurvenrast, an den unten um T mit dem Ventilspindelabstand t geschlagenen Kreis zu messen; sie sind dann in Fig. 464 senkrecht zur Abwickelung des Exzenterkreises aufzutragen. Die Punkte 1, 2 ... der Fig. 464 entsprechen den Punkten $1'$ $2'$ ... der Fig. 463 und haben gleichen Abstand voneinander. Bei Umlaufdaumen ist statt des Exzenterkreises die innere Rast der S-Kurve abzuwickeln.

16. Die Abwicklung kann in beiden Fällen in beliebigem Maßstab erfolgen, wie auch die Ventilerhebungen selbst in beliebiger, von dem Maßstab der Abwicklung unabhängiger Vergrößerung oder Verkleinerung aufgetragen werden dürfen. Es wird unten eine vom Verfasser herrührende Maßstabsformel entwickelt werden, welche aus den Poldistanzen der graphischen Differentiation und den Darstellungsgrößen der Abwicklungslänge und der Ventilerhebungen unmittelbar den Beschleunigungsmaßstab liefert.

Wenn die Daumenkurve aus Kreisen und geraden Linien zusammengesetzt ist, wird man, auch wenn gemäß Anhang 23, Art. 5 eine Verwischung der Übergänge bei der letzten Überarbeitung in der Werkstatt beabsichtigt ist, die Übergangspunkte (*B* und *C* in Fig. 427 und 428, die in den Fig. 468 und 469 mit *K* und *K'* bezeichnet sind) in die Abwicklung durch Interpolation übertragen.

Graphische Differentiation der Wegzeitkurve und der Geschwindigkeitskurve.

17. In Fig. 465 ist oben die Wegzeitkurve für den Aufgang dargestellt, welche in der vorstehend angedeuteten Weise durch Abwicklung des Exzenterkreises (bzw. der inneren *S*-Kurvenrast bei Umlaufdaumen) und Auftragung der Ventilerhebungen gefunden ist.

Man findet die Geschwindigkeit (z. B. bei der Stellung 4), indem man durch Ziehen der Tangente T' den Differentialquotient bestimmt. Dieser ist gleich dem Tangenz des Neigungswinkels, der mit β_4' bezeichnet werde.

tg β_4 ist eine Zahl; um sie als Länge darstellen zu können, muß sie mit einer Länge multipliziert werden. Die Wahl dieser Länge ist mehr oder weniger willkürlich. Sie werde gleich H_1 gemacht und in der Verlängerung der Abszissenachse der Geschwindigkeitskurve links herausgezeichnet, bis zum Punkt P', der Pol der Geschwindigkeit genannt werde. Zieht man durch den Pol P' eine Parallele zur Tangente T', so schneidet diese auf der Nullordinate der Geschwindigkeitskurve die Geschwindigkeit in einem durch die Wahl der Poldistanz H_1 bestimmten Maßstab ab. Man überträgt dann die gefundene Geschwindigkeit nach der Ordinate 4. In gleicher Weise können weitere Punkte der Geschwindigkeitskurve gefunden werden. Der

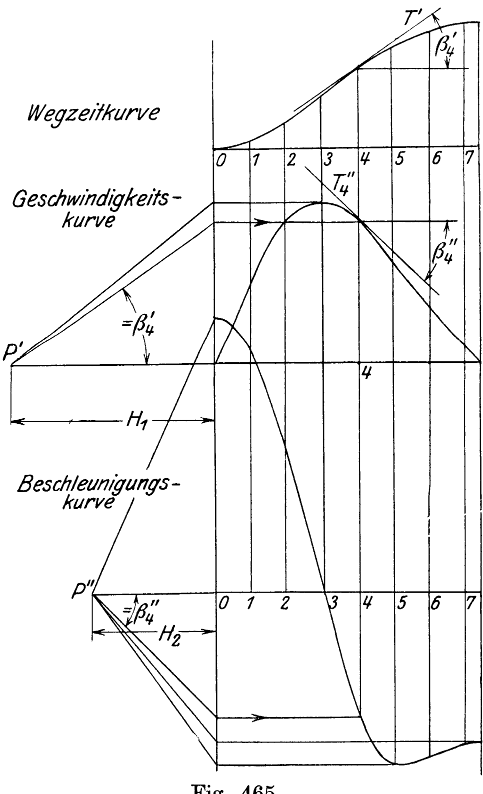


Fig. 465.

einmal gewählte Polabstand ist für die weiteren Punkte natürlich beizubehalten.

Nachdem man durch die so gefundenen Punkte die Geschwindigkeitskurve gelegt hat, kann man die zweite Differentiation vornehmen. Die im Ordinatenpunkt 4 an die Geschwindigkeitskurve gezogene Tangente T_4'' liefert die Beschleunigung, welche wieder als Länge erhalten wird, wenn man von einem Pol P'' im Abstande H_2 vom Nullpunkt der Beschleunigungskurve eine Parallele zu T'' zieht. Die auf der Nullordinate abgeschnittene Höhe ist wieder nach der Ordinate 4 zu übertragen. Der Polabstand H_2 für die Beschleunigung darf von demjenigen für die Geschwindigkeit verschieden sein. Nach der Konstruktion mehrerer Punkte kann die Kurve der Beschleunigung verzeichnet werden.

18. Bei der Wahl der Poldistanzen kann man zweckmäßig etwa folgendermaßen vorgehen: Man lege gar keinen Wert darauf, den Geschwindigkeits- und Beschleunigungsmaßstab in glatten Werten zu erhalten, weil der Beschleunigungsmaßstab nachträglich durch die oben erwähnte und im Art. 19 entwickelte Maßstabsformel, welche für alle möglichen Drehzahlen gilt, bestimmt wird, und die glatten Werte doch nur für eine Drehzahl gelten würden.

Man entscheide sich daher, wieviel Platz man etwa für die Geschwindigkeitskurve zur Verfügung stellen will, markiere den höchsten Punkt auf der Nullordinate des Koordinatensystems der Geschwindigkeitskurve, lege an die Wegkurve dort, wo sie schätzungsweise am steilsten ist, ein Lineal tangential an und ziehe von dem vorher markierten Punkt rückwärts eine Parallele zu dieser Tangente, welche auf der rückwärts verlängerten Abszisse des Geschwindigkeitsdiagramms die vorläufige Poldistanz abschneidet. Diese rundet man (da mit ihr viel zu rechnen ist) auf ein bequemes Maß als endgültiges ab. Entsprechend verfährt man bei Wahl der Poldistanz für das Beschleunigungsdiagramm, indem man den nach freier Wahl angenommenen höchsten Punkt der Beschleunigungskurve auf der Nullordinate des Beschleunigungsdiagramms markiert, durch die Marke eine Parallele zur schätzungsweise stärkst geneigten Tangente an die Geschwindigkeitskurve zieht und die gefundene Poldistanz auf ein bequemes Maß abrundet. Die Konstruktion ist nicht in die Figur eingetragen.

Bestimmung der Maßstabskonstanten für die Beschleunigungen.

19. Die Darstellungslänge von τ werde mit k bezeichnet (Fig. 466). k ist hiernach die in beliebigem Maßstab aufgetragene Abwicklungslänge des Exzenterkreises (bei Umlaufdaumen der inneren S-Kurvenrast) gemessen von der Anlaufstelle bis zur Auflaufstelle auf die äußere Rast.

Bezeichnet man die Abszissen der einzelnen Kurven mit u, so stellt u die veränderliche Zeit t dar. Da k die Abszisse der Zeit τ ist, gilt die Proportion

$$u : k = t : \tau ,$$

in welcher k und τ Konstante sind, so daß ist

$$du = \frac{k}{\tau} dt . \qquad (20)$$

Wenn weiter die Ventilerhebung x durch y in λfachem Maßstab dargestellt ist, so ist

$$y = \lambda x , \quad dy = \lambda dx , \quad d^2 y = \lambda d^2 x . \qquad (21)$$

Die Darstellungsgröße von $\frac{dy}{du}$ werde mit z bezeichnet. Es ist dann bei Betrachtung des Differentialdreieckes an der Wegzeitkurve in Fig. 466 und des ihm ähnlichen Dreieckes über H_1 an der Geschwindigkeitskurve

$$\frac{dy}{du} = \frac{z}{H_1}, \qquad (22)$$

woraus folgt

$$\frac{d^2 y}{du^2} = \frac{1}{H_1} \frac{dz}{du}.$$

Bezeichnet man die Darstellungsgröße von $\frac{dz}{du}$ mit p, so ist bei Betrachtung des Differentialdreieckes an der Geschwindigkeitskurve und des ihm ähnlichen Dreieckes P'' 2 0 an der Beschleunigungskurve

$$\frac{dz}{du} = \frac{p}{H_2},$$

also ist

$$\frac{d^2 y}{du^2} = \frac{1}{H_1} \frac{1}{H_2} p. \qquad (23)$$

Bei Einführung der Werte Gleichung (20) und (21) für du und $d^2 y$ wird

$$\lambda \frac{\tau^2}{k^2} \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{1}{H_1} \frac{1}{H_2} p,$$

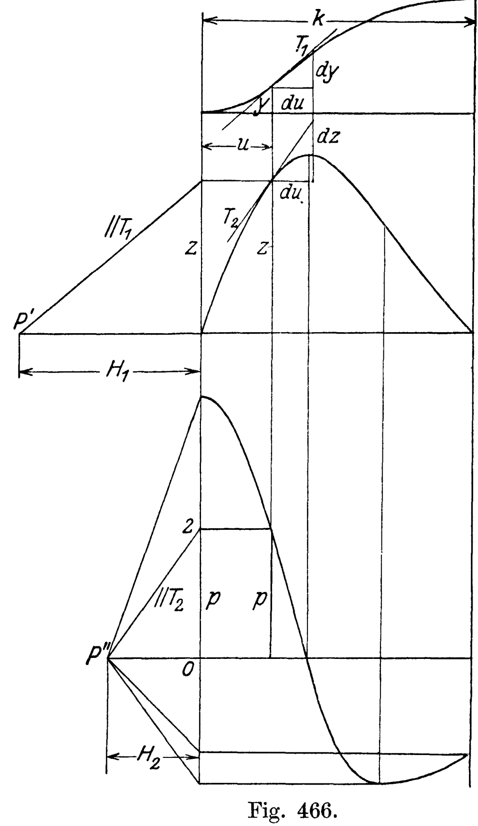


Fig. 466.

und da $\frac{d^2 x}{dt^2}$ die Ventilbeschleunigung b darstellt, ergibt sich nach Einführung des Wertes von $\frac{1}{\tau}$ aus Gleichung (2) die Maßstabsformel des Verfassers:

$$\boldsymbol{b = \left[\frac{1}{\lambda}\left(\frac{n\,\varepsilon}{9{,}55}\right)^2 \frac{k^2}{H_1 H_2}\right] p.} \qquad (24)$$

Durch die eckige Klammer sollen die konstanten Größen bei gegebener Drehzahl zusammengefaßt werden.

Beispiel.

Es ist die Maßstabskonstante zu bestimmen, wenn die Ventilerhebungen in dreifacher natürlicher Größe aufgetragen sind ($\lambda = 3$), ferner $k = 51$ mm, $H_1 = 40$ mm, $H_2 = 20$ mm gemacht ist, $\varepsilon = 1{,}65$ gemessen ist und die Drehzahl 130 beträgt.

$$\left[\;\right] = \frac{1}{3}\left(\frac{130 \cdot 1{,}65}{9{,}55}\right)^2 \frac{51^2}{40 \cdot 20} = 547.$$

k, H_1, H_2 können in beliebigen, aber gleichen Einheiten eingeführt werden, z. B. in Millimetern oder in Metern, da die Maßstabskonstante herausfällt; dagegen ist p in Metern zu messen, da b in Metern pro Sekunde erhalten werden soll. Beträgt p an irgendeiner Stelle der Beschleunigungskurve z. B. 61 mm, so ist an dieser Stelle

$$b = 547 \cdot 0{,}061 = 33{,}37\ \mathrm{m/sec^2}.$$

20. Die Maßstabsformel gilt entsprechend der Entwicklung für den Fall, daß die Ventilerhebungen als Funktion der Zeit aufgetragen werden. Wenn der Daumen unmittelbar auf die Ventilspindel wirkt, ist das auch das natürliche. Diese Auftragung ist auch möglich, wenn ein Zwischenhebel zwischen Rolle und Ventilspindel eingeschaltet ist, doch ist es hier meist bequemer, statt der Ventilerhebungen die Rollenerhebungen oder ein glattes Vielfaches derselben aufzutragen und mit dem Hebelverhältnis v/f (Fig. 164) in die Maßstabskonstante zu gehen. λ bedeutet dann das Vielfache der Rollenerhebung.

21. Der Maßstab der Beschleunigung wird mit der Formel (24) gefunden, ohne daß vorher derjenige der Geschwindigkeit ermittelt ist. Dieser bietet bei der Untersuchung der Kraftwirkungen am Daumengetriebe auch wenig Interesse. Immerhin mag er der Vollständigkeit wegen, und da er sich aus den voraufgegangenen Entwicklungen ohne weiteres ergibt, noch angegeben werden. Setzt man in die Gleichung (22) für dy den Wert $\lambda\, dx$ und für du den Wert $\frac{k}{\tau} dt$ nach Gleichung (21) und (20) ein, so wird

$$\frac{\tau \lambda\, dx}{k\, dt} = \frac{z}{H_1},$$

oder wenn man die Ventilgeschwindigkeit $\frac{dx}{dt}$ mit v bezeichnet und die Gleichung nach v auflöst,

$$v = \frac{1}{\lambda} \frac{n \varepsilon}{9{,}55} \frac{k}{H_1} z. \tag{25}$$

Besondere Behandlung wichtiger Punkte in der durch graphische Differentiation gefundenen Beschleunigungskurve.

22. Das Verfahren der graphischen Differentiation einer nur durch ihre Darstellung (durch ihr Bild, nicht durch ihre mathematischen Eigenschaften) gegebenen Kurve krankt an der zeichnerischen Ungenauigkeit, daß die Berührungspunkte der Tangenten nicht genau festgestellt werden können, sondern mit dem Auge geschätzt werden müssen. Diese Schätzung wird um so unsicherer, je flacher die Kurve verläuft, also am unsichersten an den Wendepunkten. Es fällt aber die Beschleunigungskurve, zu deren Ermittlung die ganze Untersuchung durchgeführt wird, besonders steil dort ab, wo sich in der Wegzeitkurve ein Wendepunkt befindet. Die Lage des Wendepunktes ist aber für das Auge nicht erkennbar.

Ein senkrechter sprunghafter Abfall der Beschleunigungskurve tritt ein, wenn sich der Krümmungsradius der Wegzeitkurve sprunghaft ändert. Eine solche sprunghafte Änderung der Krümmungsradien ist aber für das Auge wegen des notwendigen tangentialen Überganges der beiden Kurventeile der Wegzeitkurve ebenfalls nicht erkennbar.

Besonders unsicher wird die Feststellung, wenn die sprunghafte Änderung des Krümmungsradius dem Wendepunkt nahe liegt oder mit ihm

zusammenfällt. Das ist aber gerade bei Daumenkurven, die aus Kreisen oder aus Kreisen und geraden Linien zusammengesetzt sind, der Fall.

23. Die Wegzeitkurve von Schwingdaumen weicht von der Daumenkurve ziemlich stark ab, besonders durch die Verstreckung, die sie durch die Abwicklung des Exzenterkreises erfährt. Aber auch bei Umlaufdaumen unterscheiden sich beide Kurven, wenn auch nicht so stark wie bei Schwingdaumen, voneinander infolge der senkrechten Auftragung der radial zu messenden Ventilerhebungen. Bei nicht zentraler Führung der Ventilspindel oder Rolle wird der Unterschied größer.

Selbst wenn die Daumenkurve nicht nur durch ihre Darstellung, sondern durch ihre mathematischen Eigenschaften und mit den zugehörigen Konstanten gegeben ist, gehen diese Eigenschaften bei der Umzeichnung auf die Wegzeitkurve verloren, so daß die aus ihnen ableitbaren zuverlässigeren Mittel zur Bestimmung der Beschleunigungen bei der Wegzeitkurve nicht anwendbar sind. Es erscheint daher für genauere Ermittlung der Beschleunigungen, wenn die Daumenkurve oder S-Kurve mit ihren mathematischen Eigenschaften und Konstanten gegeben ist, richtiger, die Konstruktion der Beschleunigungen unmittelbar an der S-Kurve und nicht an der Wegzeitkurve vorzunehmen. Hierfür gibt es einen ganze Reihe Verfahren, die weiter unten noch angeführt, z. T. auch erläutert werden sollen.

24. Eine Eigenschaft überträgt sich beim Übergang von der Daumenkurve oder S-Kurve zur Zeitwegkurve, nämlich der Sprung in der Beschleunigung bei sprunghaftem Wechsel des Krümmungsradius. Deshalb wurde im Art. 16 auch empfohlen bei Daumenkurven, welche aus Kreisen oder aus Kreisen und geraden Linien zusammengesetzt sind, die Übergangspunkte in die Wegzeitkurve zu übertragen. Es ist wertvoll, für die Hindurchlegung der Beschleunigungslinie durch die immerhin nur in beschränkter Zahl durch die graphische Differentiation gefundene Kurvenpunkte zu wissen, wo die Beschleunigungslinie senkrecht abfällt oder aufsteigt.

Selbst wenn die Übergänge nachher durch die letzte Bearbeitung in der Werkstatt verwischt werden sollen, wird die Kenntnis der Stelle, an welcher ohne diese Bearbeitung der senkrechte Abfall eingetreten wäre, einen wichtigen Anhalt für die schätzungsweise einzutragende Wirkung dieser ausgleichenden Bearbeitung auf den Verlauf der Beschleunigungskurve bieten.

25. Eine große Unsicherheit besteht beim graphischen Differentiationsverfahren bezüglich der Beschleunigung im Anlaufpunkt, d. h. dort, wo die innere Rast in die Anhubkurve übergeht. Da diese bei Einlaßsteuerungen von Dampfmaschinen stets mit sehr scharfer Krümmung einsetzt, weiß man, daß hier die Beschleunigung sprungweise auf einen sehr hohen Wert ansteigt. Aber die Höhe der Anfangsbeschleunigung läßt sich schwer bestimmen, wenn man nicht zum rechnungsmäßigen Verfahren an dieser Stelle übergeht (vgl. auch Art. 35 u. 42).

Um bei der graphischen Differentiation die Beschleunigung sofort im Maßstab derselben zu erhalten, kann folgende vom Verfasser in der im Art. 1 genannten Druckschrift entwickelte einfache Formel dienen

$$p_0 = \frac{H_1 H_2}{\varrho}.$$

p_0 ist die Darstellungsgröße der Anfangsbeschleunigung, ϱ der Krümmungsradius der Wegzeitkurve im Anlaufpunkt, den man mit dem Stechzirkel

durch Probieren ermittelt. ϱ ist in gleichen Maßeinheiten zu messen wie p_0, H_1 und H_2, also im allgemeinen in Millimeter.

Konstruktion der Beschleunigungen unmittelbar am Daumen.

26. Aus den im Art. 23 erörterten Gründen verdient die Konstruktion der Beschleunigungen unmittelbar am Daumen, d. h. an der der Daumenkurve äquidistanten S-Kurve den Vorzug, wenn sie mit ihren mathematischen Eigenschaften und Konstanten gegeben ist. Die Behandlung ist aber nicht so einheitlich durchführbar wie die graphische Differentiation und verlangt, wie schon im Art. 14 bemerkt wurde, für jede Getriebeart besondere Überlegungen und Erörterungen. Deshalb kann hier nur der einfachste Fall des Schubschwingdaumens ausführlicher behandelt werden, und es muß für andere Daumengetriebe auf die bezügliche Literatur verwiesen werden. Es sei hier genannt.

27. E. Heller: „Über die Formgebung von Steuernocken", Münchener Dissertation, Berlin 1912. Mader, Konstruktion der Ventilbeschleunigungen bei Füllungsänderung, Dinglers Polyt. Journal 1911, S. 17ff. In diesen beiden Arbeiten, besonders der ausführlichen von Heller, wird (in Anlehnung an die Vorträge von Professor Lynen, München, Graphodynamik der Steuerungsgetriebe) die Beschleunigung aus den Teilbeschleunigungen unter Benutzung des Krümmungsradius der Daumenäquidistante zusammengesetzt.

Ein wesentlich anderes Verfahren ist das kinematische, für welches besonders der grundlegende Aufsatz von Hartmann die Bewegungsverhältnisse der Steuergetriebe mit unrunden Scheiben, Ztsch. d. V. d. J. 1905, S. 1581 und 1624, bedeutsam ist. Derselbe ist von Doehne in einer Berliner Dissertation „Die Bewegungsverhältnisse von Steuergetrieben mit Schwingdaumen", Berlin 1908, weiter ausgebaut. Auch Osthoff benutzt es in einer Berliner Dissertation „Die Lentz-Ventilsteuerung an Lokomotiven", Berlin 1908. Sehr beachtenswert ist auch ein Aufsatz von Pöschl, „Über eine einfache Darstellung der Beschleunigungen bei der Bewegung von Steuergetrieben", Ztsch. des Österr.-Ing.- und Arch.-Vereins 1912, S. 296, welcher ebenfalls die Hilfsmittel der Kinematik, insbesondere die Theorie der Wendekreise benutzt. Dieses Verfahren ist in einem Aufsatz von Körner, „Die Entwicklung der Doppeldaumensteuerungen", Ztsch. des Österr.-Ing.- und Arch.-Vereins 1915, S. 390, 404, 420 noch erweitert. Zu nennen sind ferner noch die auf die Daumen bezüglichen Abschnitte in dem Werk von Magg, Die Steuerungen der Verbrennungskraftmaschinen, Berlin 1914; Magg behandelt den Schwingdaumen als einen Sonderfall des Wälzhebels (vgl. auch die Literaturangaben über Wälzhebel in der Fußnote S. 168) und geht in der Hauptsache von einem gewählten Beschleunigungsgesetz aus.

Leist stellt in seinem (jetzt vergriffenen und nicht wieder erscheinenden) Werk „die Steuerungen der Dampfmaschinen", II. Aufl. Berlin 1905 auf S. 520 bis 533 eine Normalwegkurve auf, die sich auf ein gewähltes Beschleunigungsgesetz stützt. Das Beschleunigungsgesetz stellt er durch Aneinanderreichung einer größeren Zahl von Rechtecken verschiedener Höhe dar und errechnet daraus zahlenmäßig die Geschwindigkeiten und Wege und weiter die Daumenform, welche dem Gesetz genügt.

Die graphische Integration, wie sie bei Wahl eines analytisch nicht bestimmten Beschleunigungsgesetzes erforderlich ist, hat vor der graphischen Differentiation zwar den Vorteil etwas größerer zeichnerischer Genauig-

keit; doch läßt sich die damit punktweise gefundene Daumenkurve für die werkstattmäßige Herstellung schwer zeichnerisch festlegen. Man wird die gefundene Daumenkurve schließlich doch durch eine aus Kreisen und geraden Linien zusammengesetzte Kurve für die Werkstattszeichnung ersetzen müssen, von der man bei guter Annäherung dann weiß, daß sie von dem gewählten Beschleunigungsgesetz keine allzu großen Abweichungen aufweist. Man hat dann immer noch die Möglichkeit, die Beschleunigungen mit einem der anderen Verfahren an der Daumenkurve nachzuprüfen.

28. Es sei (in Fig. 467) S die S-Kurve eines Schubschwingdaumens, der sich von rechts nach links bewegt. Statt dieser Bewegung wird wieder die entgegengesetzt gleiche der Ventilspindelführung AB von links nach rechts eingeführt und auch der Steuerungskreis entgegengesetzt gezeichnet gedacht. Die Rollenmitte werde durch eine Schneide, welche auf der S-Kurve gleitet, ersetzt gedacht (vgl. Anhang 23, Art. 1), die Schneide steigt dann (bei der gedachten Bewegung der Ventilspindelführung nach rechts) auf der S-Kurve auf und erfährt dabei eine Beschleunigung, die sich aus der senkrechten Beschleunigung $b_f = KK_f$ in der Richtung BA (welche gleich der gesuchten Ventilbeschleunigung ist) und der wagerechten Beschleunigung des Daumenschubes $b_s = KQ$ zusammensetzt. Die letztere ist, wie im Art. 40 noch gezeigt werden wird, für die praktisch in Frage kommenden Fälle beim Ventilaufgang stets negativ (d. h. eine Verzögerung), also der gedachten Seitenbewegung der Ventilspindel entgegengesetzt.

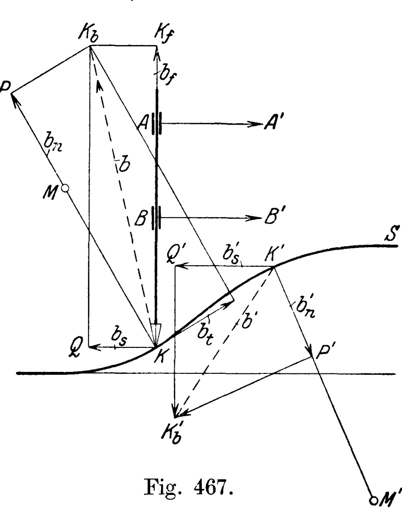


Fig. 467.

Die resultierende Gesamtbeschleunigung $b = KK_b$ findet man als Diagonale des Parallelogramms (Rechtecks) mit den Teilbeschleunigungen als Seiten. Die Seitenbeschleunigung b_s kann leicht aus den Antriebsverhältnissen des Exzentergetriebes bestimmt werden, dagegen ist die gesuchte Vertikalbeschleunigung zunächst nur der Richtung nach bekannt.

29. Um den Punkt K_b zu finden, kann man sich die Gesamtbeschleunigung b noch auf andere Weise zusammengesetzt denken, nämlich aus der senkrecht zur S-Kurve stehenden Normalbeschleunigung b_n und der Tangentialbeschleunigung b_t[1]). Die erstere läßt sich, wenn der Krümmungsradius r_s der S-Kurve und die Tangentialgeschwindigkeit v_t in dem betrachteten Punkt bekannt sind, wie folgt bestimmen. Es ist

$$b_n = \frac{v_t^2}{r_s}. \qquad (27)$$

v_t läßt sich aus dem Exzenterantrieb bei Bekanntsein der Richtung der Tangente an die Daumenkurve leicht bestimmen. r_s muß gegeben sein oder aus der Gleichung der Kurve berechnet werden. Das ganze hier behandelte

[1]) Bei Drehschwingdaumen tritt als dritte Komponente noch die sog. Zusatzbeschleunigung (Coriolisbeschleunigung) hinzu.

Verfahren hat zur Voraussetzung, daß die S-Kurve oder das jeweils betrachtete Stück derselben mathematisch derart bestimmt ist, daß danach der Krümmungsradius ermittelt werden kann.

Die Größe der Tangentialbeschleunigung b_t ist aber noch unbekannt. Man hat also auch hier eine Komponente (b_n), die der Richtung und Größe nach und eine zweite (b_t), die nur der Richtung nach bekannt ist. Das genügt zur Bestimmung der Gesamtbeschleunigung b wieder nicht.

30. Durch Kombination beider Zusammensetzungen kann man jedoch den Punkt K_b und damit die Gesamtbeschleunigung b finden. Statt der Beschleunigungsparallelogramme mögen jetzt nur die Dreiecke gezeichnet werden. Man trägt die Normalbeschleunigung KP auf und errichtet auf ihr in P ein Lot; dann trägt man die Schubbeschleunigung KQ horizontal auf und errichtet auf ihr in Q ein Lot, die beiden Lote schneiden sich in dem gesuchten Punkte K_b.

Damit hat man gleichzeitig drei Beschleunigungen gefunden: Die Gesamtbeschleunigung der Schneide (oder des Rollenmittelpunktes) bei der vertauscht gedachten Schubbewegung $b = KK_b$, der Größe und Richtung nach, und die Beschleunigungen b_f und b_t, deren Richtungen schon vorher bekannt waren, der Größe nach. Es interessiert vor allem die Beschleunigung b_f in der Führungsrichtung der Rolle, da sie bei direktem Antrieb gleichzeitig die Ventilbeschleunigung ist und bei indirektem Antrieb nur noch mit dem Übersetzungsverhältnis zu multiplizieren ist, um die Ventilbeschleunigung zu ergeben.

31. Weiter rechts, Fig. 467, ist die Konstruktion noch für einen Punkt K' auf dem konvexen Teil der S-Kurve durchgeführt. Da die Normalbeschleunigung stets nach dem Mittelpunkt des Krümmungskreises gerichtet ist, der Richtungssinn der Schubbeschleunigung aber unverändert bleibt, nimmt das Beschleunigungspolygon eine andere Gestalt an als vorher. Die Polygonecken sind mit den gleichen Buchstaben bezeichnet wie vorher, nur sind sie mit einem $'$ versehen. $Q'K'_b$ ist die gesuchte Ventilbeschleunigung. Sie ist nach unten gerichtet, ist also, da das Ventil noch in der Aufwärtsbewegung begriffen ist, negativ, d. h. eine Verzögerung.

Die Gesamtbeschleunigungen b und b' sind nur für die Beweisführung eingeführt, sie sind für die Aufsuchung der Punkte K_b und K'_b nicht erforderlich, die Linien KK_b und $K'K'_b$ usw. brauchen nicht gezogen zu werden.

32. Sehr einfach gestaltet sich die **Feststellung der Normalbeschleunigungen** und der Tangentenrichtungen, **wenn die Daumenkurve** und damit auch die S-Kurve **aus Kreisen und geraden Linien zusammengesetzt ist.** Besonders beachtenswert sind dabei die Übergangspunkte von den Kreisen zur Geraden wegen der sprunghaften Änderung der Beschleunigungen, deren Feststellung wichtig ist.

Auch wenn die Bestimmung der Beschleunigungen im übrigen mit der graphischen Differentiation der Wegzeitkurve erfolgt, wird es sich oft empfehlen, die Größe der Beschleunigungen an diesen wichtigen Stellen am Daumen selbst nach dem hier erläuterten Verfahren zu ermitteln.

Es sei daher noch ein Schubschwingdaumen mit einer aus Kreisen und geraden Linien zusammengesetzten Daumenkurve an den Übergangsstellen untersucht.

In Fig. 468 sind O und N die Mittelpunkte der Kreise mit den Radien r_s und r'_s, ferner r_d, r'_d, aus welchen die S-Kurve und die Daumenkurve zusammengesetzt sind, K und K' die Übergangspunkte der Kreise zu der

eingeschalteten Geraden. Die Punkte K und K' entsprechen den Punkten B und C in Fig. 427, Anhang 23.

33. Für das Ende K des Anhubkreisbogens wird die Ventilbeschleunigung QK_b wie vorher gefunden. Der Punkt K ist aber gleichzeitig ein Punkt der anschließenden Geraden; in ihr ist die Normalbeschleunigung wegen

$$b_n = \frac{v_t^2}{\infty}$$

gleich Null. Der Punkt P rückt beim Übergang sprungweise von P nach K und das Polygon KQK_bPK geht in das Dreieck KQK_g über; die Ventilbeschleunigung QK_g ist nach unten gerichtet, ist also, da sich das Ventil in Aufwärtsbewegung befindet, eine Verzögerung. Die Ventilbeschleunigung geht also plötzlich von dem positiven Wert QK_b zu dem negativen QK_g über; ihre Änderung ist absolut gleich K_bK_g.

34. Im Punkte K' der S-Kurve, in welchem die Gerade in den Auflaufkreis übergeht, tritt abermals ein Beschleunigungssprung ein, $K'Q'$ ist die Schubbeschleunigung, die wieder aus den Verhältnissen des Exzenterantriebes zu bestimmen ist. Die Normalbeschleunigung ist am Ende der Geraden noch gleich 0. Es wird also die Ventilbeschleunigung durch das Dreieck $K'Q'K_g'$ gleich $Q'K_g'$ gefunden. Sie ist nach unten gerichtet, also da das Ventil immer noch im Aufgang begriffen ist, eine Verzögerung. Beim Übergang in den Auflaufkreis tritt die nach N gerichtete Normalbeschleunigung hinzu. Die Verzögerung des Ventils steigt plötzlich von $Q'K_g'$ auf $Q'K_b'$; ihre Änderung ist $K_g'K_b'$.

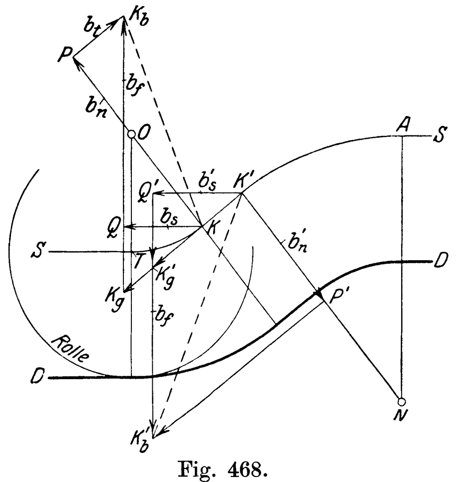
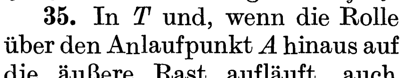


Fig. 468.



35. In T und, wenn die Rolle über den Anlaufpunkt A hinaus auf die äußere Rast aufläuft, auch im Punkte A tritt ein weiterer Beschleunigungssprung ein. Wenn sie dagegen den Punkt A nicht erreicht, bleibt sie stetig und ist von Null verschieden; sie geht bei der Umkehr der Daumenbewegung von der Aufgangsverzögerung in die ebenso große Niedergangsbeschleunigung über, was keinen Beschleunigungssprung bedeutet, die Beschleunigungskräfte behalten ihre Größe und Richtung bei (vgl. auch Art. 42).

36. Es soll nun noch **der** vorstehend **besprochene Fall** für gegebene Verhältnisse **zahlenmäßig untersucht werden,** und zwar möge als Unterlage für das Beispiel das in den Artikeln 477 bis 489 entworfene Schubschwingdaumengetriebe dienen.

Die Daumenkurve und die S-Kurve sowie der Steuerungskreis möge in 3facher natürlicher Größe (Textfig. 469 in entsprechend kleinerem Maßstabe) aufgetragen werden. Die Rechnungen mögen jedoch mit den Maßen der natürlichen Größe durchgeführt werden. Es betrug nach Art. 481 bis 483:

$$h = 10\,, \qquad r_s = 6\,, \qquad r_s' = 21\,, \qquad c = 28 \text{ mm}\,.$$

Die Exzentrizität r_1 des den Daumen antreibenden Exzenters sei für die Normalleistung nach Art. 486 gleich 64 mm, die Diagrammüberdeckung e_1 gleich 50 mm gefunden. Die Drehzahl werde gemäß Art. 360 und Art. 1 des Haupttextes gleich 130 angenommen.

Fig. 469.

37. Die Untersuchung werde für die Normalfüllung durchgeführt. Bei dieser Füllung läuft, wie schon aus Fig. 160, S. 188 zu ersehen ist, die Rolle nicht auf die äußere Rast auf. Bei der größten Füllung findet das Auflaufen statt. Man wird im allgemeinen die größte Füllung der Untersuchung zugrunde legen, da bei ihr die größten Beschleunigungen auftreten und diese für die Berechnung der Ventilfeder maßgebend sind. Die Fig. 469 entspricht in ihrer allgemeinen Anordnung der Fig. 468. Der Mittelpunkt M des Exzenterkreises fällt hier jedoch aus dem Rahmen der Figur heraus, er ist in der Verlängerung von BS im Schnittpunkt mit WM zu suchen.

38. Bei Voraussetzung einer relativ großen Exzenterstangenlänge tritt die größte Schubgeschwindigkeit ein in dem Augenblick, in dem der Exzenterarm senkrecht zur Schubrichtung steht; sie ist dann gleich der Umfangsgeschwindigkeit u des Exzenterkreises.

$$v_{\max} = u = \frac{2\pi r_1 n}{60} = \frac{2\pi \cdot 0{,}064 \cdot 130}{60} = 0{,}872\,. \tag{28}$$

Bei anderen Stellungen ist

$$v = u \sin\alpha \tag{29}$$

wenn α der Winkel ist, welchen der Arm mit der Schubrichtung bildet. Es ist für die Ausrechnung mit dem Rechenschieber bequem, für $\sin a$ das Verhältnis der ausgemessenen Ordinaten des Exzenterkreises zum Radius einzuführen und zu setzen

$$v = u\frac{y}{r_1}\,. \tag{29 a}$$

Hierin bedeutet y die bei dem betrachteten S-Kurvenpunkt über SB gemessene Ordinate des Exzenterkreises (Halbordinate), r_1 den Radius

des Exzenterkreises im gleichen Maßstab wie y also in der Darstellungsgröße (abweichend von Formel 30, wo r_1 in der wahren Größe einzuführen ist).

Die für die Punkte K und K' auf diese Weise ermittelten Geschwindigkeiten sind von den Punkten K und K' aus in der Schubrichtung, hier also horizontal abzutragen. Es mag dafür der Maßstab 1 m/sek gleich 100 mm gewählt werden.

Die Geschwindigkeiten v_t längs der S-Kurve findet man, in dem man in K bzw. K' die Tangenten zieht und am Ende der Schubgeschwindigkeiten Lote errichtet und mit ihnen in die Tangenten einschneidet. Es wird gefunden v und v_t für den Punkt K gleich 0,436 bzw. 0,597 m/sek, für den Punkt K' gleich 0,324 bzw. 0,407 m/sek. Man kann v_t auch finden, indem man, wie das für die Exzenterstellung MW angegeben ist, die Umfangsgeschwindigkeit u senkrecht zu MW abträgt und mit einer durch den Endpunkt derselben gelegten Senkrechten zur Schubrichtung in die Richtung von v_t einschneidet.

39. Die Normalbeschleunigungen ergeben sich damit nach Gleichung (27) für die Kreise mit den Radien von 0,006 und 0,021 m

$$b_n = \frac{0{,}597^2}{0{,}006} = 59{,}4 \text{ m/sek}^2 \qquad \text{und} \qquad b_n = \frac{0{,}407^2}{0{,}021} = 7{,}89 \text{ m/sek}^2 .$$

Diese Beschleunigungen mögen im Maßstab 1 m/sek² gleich 2 mm aufgetragen werden. Sie sind nach dem bezüglichen Krümmungsmittelpunkt gerichtet.

40. Die Schubbeschleunigungen als Funktion des Daumenweges befolgen (wieder lange Exzenterstange vorausgesetzt) das Gesetz einer Geraden, mit Nullpunkt in der Mitte der Bewegung. Die größte Beschleunigung (Verzögerung) am Ende des Schwingungsweges ist (nach Anhang 8, Art. 2, wo die Bezeichnungen etwas anders sind als hier)

$$b_{s\,\max} = \frac{u^2}{r_1}, \tag{30}$$

d. h. mit $u = 0{,}872$ m/sek und $r = 0{,}064$ m wird $b_{\max} = 11{,}89$ m/sek².

Wenn man die Beschleunigungsgerade senkrecht unter oder über dem Exzenterkreis aufträgt, kann man die Schubbeschleunigungen für die einzelnen Punkte unmittelbar unter oder über denselben abgreifen.

Die Schubbeschleunigungen sind stets nach der Mittelsenkrechten des Steuerungskreises hin gerichtet, sie sind also, wenn man von dem für Einlaßsteuerungen nicht in Frage kommenden und auch sonst seltenen Fall negativer Überdeckung absieht, für den Ventilaufgang stets negativ, wie auch daraus hervorgeht, daß die Ordinaten y, welche ein Maß der Geschwindigkeit sind, im Sinne der Bewegung abnehmen. In der Fig. 469 sind die Schubbeschleunigungen daher für den Ventilaufgang überall nach links gerichtet zu zeichnen.

Bemerkt sei noch, daß die Ventilbeschleunigung für die gerade Länge der Daumenkurve ebenfalls das Gesetz einer Geraden befolgt, wenn man sie als Funktion der Daumenwege aufträgt, weil hier ein einfacher Keilschub vorliegt, bei welchem die Vertikalbewegungen den Horizontalbewegungen proportional sind.

41. *Wenn man jetzt* die Beschleunigungspolygone nach dem im Art. 30 erläuterten Verfahren aufträgt, so kommt man im Punkte K auf eine Beschleunigung QK_b von 67,1 m/sek², springend auf eine Verzögerung

QK_g von 7,7 m/sek², und im Punkte K' auf eine Verzögerung $Q'K'_g$ von 8,5 m/sek², springend auf eine Verzögerung $Q'K'_b$ von 18,6 m/sek². Der Punkt K'_g als Schnittpunkt von $K'K_g$ und $Q'K'$ fällt nur zufällig auf die Horizontale TB.

42. Von besonderem Interesse und leicht zu bestimmen sind ferner noch die Ventilbeschleunigungen in den Punkten T und Z. In T hat die Tangentialbeschleunigung, weil sie horizontal gerichtet ist, keine vertikale Komponente. Es ist für die Ventilbeschleunigung nur die aus der Krümmung zu berechnende Normalbeschleunigung, und zwar voll, wirksam. Die Geschwindigkeit v, die hier gleich v_t ist, wird gefunden nach Art. 38 gleich 0,547 m/sek und die Normalbeschleunigung daraus gleich $\frac{0{,}547^2}{0{,}006} = 49{,}9$ m/sek² berechnet. Im Punkte Z, in welchem die Umkehr der Schubbewegung eintritt, ist v gleich Null. Die Schubbeschleunigung hat ihren höchsten Wert $b_{s\,max}$ erreicht, die Normalbeschleunigung ist wegen v gleich Null, ebenfalls gleich Null. Die Schubbeschleunigung setzt sich mit der gesuchten Vertikalbeschleunigung zur Tangentialbeschleunigung zusammen. Die Konstruktion ist mit der Bezeichnung $''$ rechts oben herausgezeichnet.

43. Es sind dann in Fig. 469 noch die Beschleunigungen für einige Zwischenpunkte der Kreisbogen ermittelt und dann die Werte (mit TB als Nullinie) senkrecht aufgetragen, und zwar für die Abszissen der S-Kurve des Daumens, also zunächst nicht als Funktion der Zeit. Der Verlauf der Beschleunigung mit diesen Abszissen ist in starken Linien ausgezogen.

Um die Beschleunigungen wie in den Figuren 465 u. 466 als Funktion der Zeit zu erhalten, muß die Abszissenteilung durch Abwicklung des Exzenterkreises (geeignetenfalls in verkleinertem Maßstab) verstreckt werden. Das ist in der Fig. 469 — dünn ausgezogen — geschehen, und zwar ist die Verkleinerung der Abwicklung so gewählt, daß die Ordinaten TA und EJC an ihrer Stelle verbleiben. Der Punkt G verschiebt sich für die Zeitteilung nach G_t, der Punkt H nach H_t.

44. Die plötzlichen Beschleunigungswechsel werden verschwinden, wenn die nach Anhang 23, Art. 5 als erforderlich bezeichnete Verwischung der Übergänge von den Kreisen zur eingeschalteten Geraden bei der letzten Überarbeitung des Daumens durch Schlichtung stattfindet. Hierbei verschiebt sich der Punkt, in welchem die Beschleunigung vom Positiven und Negativen übergeht, stark von J in der Richtung nach J' hin, was sich aus der Tatsache ergibt, daß bei der Überarbeitung nur Material fortgenommen werden kann, keins hinzugefügt werden kann.

In Fig. 471, S. 637 ist eine solche gefühlsmäßig ausgeglichene Beschleunigungskurve, auf die Zeit als Abszisse bezogen, dargestellt, und zwar für die gleiche, aber ebenfalls nach der Zeit verstreckte S-Kurve wie in Fig. 469, jedoch für eine größere Füllung, bei welcher ein Auflaufen der Rolle auf der oberen Rast stattfindet.

Bei dem Ausgleich wird man zu beachten haben, daß die Fläche der Beschleunigungskurve über der Nullinie gleich der unter derselben sein muß. Denn die Geschwindigkeit, welche das Integral der Beschleunigungen ist, steigt von 0 bis zu ihrem Höchstwert, welcher der Beschleunigungsfläche über der Nullinie entspricht und sinkt von ihrem Höchstwert wieder herab auf 0, wofür eine gleichgroße Verzögerungsfläche erforderlich ist.

45. Auf die Bestimmung der Beschleunigungen unmittelbar an dem wichtigen Drehschwingdaumen muß, wie schon vorne unter Hinweis auf die

im Art. 27 angeführte Literatur bemerkt wurde, verzichtet werden. Besonders sei hier noch einmal auf die Dissertation von Heller verwiesen, welche die Frage im Sinne der vorstehenden Art. 28 bis 42 auch für Drehschwingdaumen behandelt.

Wenn man für eine aus Kreisen und geraden Linien zusammengesetzten Daumenkurve eines Drehschwingdaumens das Verfahren der graphischen Differentiation nach Art. 14 bis 25 benutzt, wird man jedenfalls die im Art. 24 empfohlene Übertragung der Übergangspunkte vornehmen, deren Bedeutung nach den zahlenmäßigen Ermittlungen Art. 36 bis 41 klar geworden sein wird. Man wird auch hier zu vermuten haben, daß nach erfolgter ausgleichender Bearbeitung der Durchgang der Beschleunigungslinie durch die Nullinie kurz vor dem Punkte J' erfolgt.

Zusammensetzung der Beschleunigungskräfte mit den statischen Kräften am Ventil; Federberechnung.

46. Der Zweck der ganzen Untersuchungen über die Ventilbeschleunigungen ist die Bestimmung der Drucke zwischen Daumen und Rolle und vor allem die Sicherung, daß sie niemals gleich Null werden, d. h. daß sich Rolle und Daumen bei geöffnetem Ventil keinesfalls voneinander trennen. Die statischen Kräfte am Ventil müssen so stark sein, daß eine solche Trennung verhindert wird; insbesondere fällt der entsprechend zu bemessenden Ventilfeder diese Aufgabe zu, doch können auch andere am Ventil wirkende Kräfte im Sinne des Anschlußdruckes mitwirken.

47. Die Gefahr der Trennung besteht bei der Aufgangsverzögerung und bei der Niedergangsbeschleunigung. Die vorstehend ermittelten Beschleunigungen und Verzögerungen sind zunächst rein kinematische Größen, sie werden erst dadurch zu dynamischen, daß vorausgesetzt wird, daß die Rolle und die sich mit ihr gemeinsam bewegenden Massen der Daumenkurve stets folgen.

Wenn beim Ventilniedergang der Daumen schneller ausweicht, als die Rolle mit den mit ihr verbundenen Massen des Ventils, des Ventilhebels usw. unter der Wirkung der statischen Schließkräfte ihm zu folgen vermag, tritt eine Trennung ein. Ebenso kann beim Aufgang eine Trennung dadurch entstehen, daß die Rolle mit den mit ihr verbundenen Massen während der Verzögerungsperiode nicht so stark durch die statischen Kräfte verzögert wird, als dem kinematischen Verzögerungsgesetz der Daumenform und des Daumenantriebes entspricht.

Da bei Schwingdaumen stets, bei Umlaufdaumen in der Regel, das Gesetz der Aufgangsverzögerung gleich dem der Niedergangsbeschleunigung ist, genügt es einen der beiden Vorgänge zu betrachten, und zwar die Niedergangsbeschleunigung, weil bei ihr die im Sinne des Anschlußdruckes wirkenden statischen Kräfte um den doppelten Betrag der Reibung kleiner sind als bei der Aufgangsverzögerung (Art. 48, Ziffer 4).

Eine überreichliche Bemessung des Anschlußdruckes zur Sicherung des dauernden Zusammenhanges zwischen Rolle und Daumen ist, wie schon im Haupttext Art. 602 hervorgehoben wurde, bei Reguliereinlaßsteuerungen zu verwerfen. Ein gewisser Überschuß an Anschlußkraft wird jedoch auch bei regulierten Ventilen an der kritischen Stelle der Sicherheit wegen zu geben sein.

Um die Hauptventilfeder für regulierte Einlaßventile ganz zu vermeiden, hat man auch statt des Kraftschlusses Paarschluß durch einen Gegen-

daumen angewandt, der das bei der Niedergangsbeschleunigung etwa zurückbleibende Ventil niederdrückt (sogenannte Doppeldaumen); doch hat diese Konstruktion nur beschränkte Anwendung gefunden.

48. Am Ventil wirken in geöffnetem Zustande folgende statischen Kräfte:

1. Die Federkraft F auf Schließung wirkend.

2. Das Ventilgewicht G nebst Zubehör, bei nach oben öffnendem Ventil auf Schließung, bei nach unten öffnendem Ventil der Schließung entgegen wirkend, bei liegendem Ventil wirkungslos.

3. Der Dampfüberdruck auf die Ventilspindel. Maßgebend für die Druckfläche ist der Durchführungsquerschnitt durch die Stopfbuchse; alle innerhalb des Dampfraumes liegenden Verstärkungen oder Vorsprünge sind wirkungslos, da sie in beiden Richtungen gleiche Drucke erhalten.

Der Richtungssinn der Spindelkraft hängt von der Hinausführungsrichtung der Spindel ab. Bei innerem Überdruck hat die Kraft die Richtung der Ventilspindel; sie ist also bei Hinausführung der Spindel in der Öffnungsrichtung des Ventils der Schließung entgegengerichtet, bei Hinausführung entgegen der Öffnungsrichtung der Schließung gleichgerichtet. Bei innerem Unterdruck kehren sich die Richtungen um.

4. Die Stopfbuchsreibung nebst der Führungs- und Gelenkreibung der mit dem Ventil springenden (vgl. Anhang 23, Art. 19) Getriebeteile. Sie ist der obwaltenden Bewegung entgegengesetzt gerichtet, wirkt also beim Ventilaufgang im Sinne der Feder, beim Ventilniedergang der Feder und damit auch der Schließung entgegen. Über die Kräfte bei geschlossenem Ventil im Augenblick des Anhubes vgl. Art. 60 bis 62.

49. Bei der Auftragung der Kräfte mögen stets nach oben öffnende Ventile vorausgesetzt werden, auch wenn sie nach unten öffnen. Es bleibt dann die Auftragungsrichtung aller sonstigen Kräfte in allen Fällen die gleiche, nur das Gewicht muß bei nach unten öffnenden Ventilen nach oben aufgetragen werden und die Richtung des Dampfdruckes auf die Spindel bedarf jedesmal einer besonderen Überlegung.

50. Infolge des ungleichen Richtungssinnes des Gewichtes und des Dampfdruckes auf die Ventilspindel ist die Aneinanderreihung der Kräfte bei den verschiedenen Anordnungen sehr mannigfaltig; das gilt besonders von stehenden Ventilmaschinen. Einige schematische Darstellungen werden das zeigen:

In Fig. 470a bis d bezeichnet G das Gewicht des Ventils und der mit ihm verbundenen Teile, S den Druck auf die Ventilspindel[1]), W die Reibungswiderstände, F die Federkraft, P die Resultierende (die algebraische Summe) dieser Kräfte. Die Kräfte wirken alle in der Spindelachse, sind aber der Darstellung und Bezeichnung wegen in den Teilfiguren

---

[1]) Bei den Hauptventilen der Verbrennungskraftmaschinen scheidet die Frage des Spindeldruckes aus, da bei geöffnetem Ventil der Druck im Zylinder annähernd gleich dem Druck der Atmosphäre ist. Nur während der Vorausströmung ist er größer und wirkt während dieser Zeit nicht nur auf die Spindel, sondern auf die ganze Fläche des Ventils. Er ist aber, da er im Sinne der Feder wirkt, für ihre Berechnung bedeutungslos, indem der Überdruck bis zum Beginn der Niedergangsbeschleunigung, welche für die Federberechnung maßgebend ist, bis auf den Ausschubwiderstand verschwunden ist.

Auch sonst sind die Verhältnisse bei Verbrennungskraftmaschinen einfacher und weniger mannigfaltig als bei Dampfmaschinen. Die Ventile stehender, einfach wirkender Maschinen öffnen bei Deckeleinbau nach unten, entgegen der Federkraft, bei seitlichem Anbau nach oben im Sinne der Federkraft. Bei liegenden Großgasmaschinen öffnen die Einlaßventile nach unten, die Auslaßventile nach oben.

seitlich gegeneinander verschoben. *P* ist überall gleich groß gezeichnet, womit dann die notwendige Federkraft verschieden groß ausfällt, wenn *P* die für die Erteilung der Niedergangsbeschleunigung erforderliche Kraft, vermehrt um die in die Spindelrichtung fallende Komponente des Anschlußdruckes, ist.

Bei der Aneinanderfügung der Kräfte ist für *W* immer die Richtung der Reibungswiderstände beim Ventilniedergang eingeführt, welche der Federkraft entgegengesetzt ist, die umgekehrte, beim Ventilaufgang wirksame Richtung ist nur gestrichelt angedeutet, da sie für die Federberechnung kein Interesse bietet.

51. Fig. 470a gilt für ein nach oben öffnendes Ventil mit Hinausführung der Spindel nach oben, also in der Öffnungsrichtung. *S* ist demgemäß entsprechend Art. 48, Ziffer 3, der Federkraft entgegengesetzt. Der Fall ist der normale bei Einlaßventilen liegender Maschinen.

Fig. 470b gilt für ein nach unten öffnendes Ventil mit nach unten hinausgeführter Ventilspindel. Auch hier wirkt der Dampfdruck auf die Spindel entgegen der Federkraft; aber auch das Ventilgewicht, welches nach Art. 49

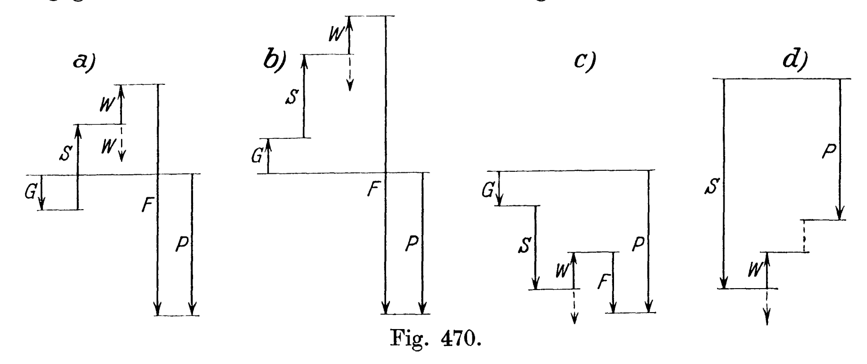


Fig. 470.

nach oben gerichtet aufzutragen ist, wirkt ihr entgegen. Der Fall kann für das untere Einlaßventil stehender Maschinen vorkommen. Doch sind hier auch andere Anordnungen möglich.

52. Fig. 470c gilt für nach oben öffnendes Ventile mit nach unten hinausgeführter Ventilspindel, wenn bei geöffnetem Ventil, wie bisher vorausgesetzt wurde, der Dampfdruck im Innern höher ist als der der Atmosphäre. Der Dampfüberdruck auf die Ventilspindel wirkt, da sie entgegen der Öffnungsrichtung hinausgeführt ist, in der Richtung der Federkraft.

Der Fall nach oben öffnendes Ventil mit nach unten hinausgeführten Ventilspindel ist der normale bei den Auslaßventilen liegender Maschinen, nur ist hier bei geöffnetem Ventil im Innern der Druck oft niedriger als der der Atmosphäre. Bei dem Auslaß der Hochdruckzylinder von Verbundmaschinen ist meist, der Voraussetzung gemäß, innerer Überdruck vorhanden, der aber nur eine kleine Spindelkraft *S* liefert; da jedoch bei unveränderter Füllung des Niederdruckzylinders (Anhang 17, Art. 136 bis 146) der Aufnehmerdruck schwankt und unter die Atmosphäre sinken kann, wird man den betriebsmäßig ungünstigsten Fall des äußeren Überdruckes betrachten müssen, womit sich dann die Richtung von *S* gegenüber Fig. 470c umkehrt.

Der Fall, daß der Luftdruck über den Dampfdruck bei geöffnetem Ventil überwiegt, liegt stets vor bei den Auslaßventilen der Niederdruck-

zylinder von Verbundmaschinen und der Einzylindermaschinen mit Kondensation. Es wird also bei der normalen Anordnung der Auslaßventile liegender Maschinen der (übrigens in diesem Falle sehr kleine) Spindeldruck S in entgegengesetztem Sinne aufzutragen sein wie in Fig. 470c. Bei Auspuffmaschinen ist der Spindeldruck der Auslaßventile praktisch gleich 0. Zwar tritt zu Anfang der Öffnung, ehe der Druckausgleich stattgefunden hat, noch Überdruck, bei ganz kleinen Füllungen mit Schleifenbildung noch Unterdruck ein; aber dieser Zeitpunkt ist für die Federberechnung belanglos, da hier die Beschleunigungskräfte die Federkraft unterstützen.

Der Fall 470c kann aber auch mit starkem inneren Überdruck für Einlaßventile vorkommen; so bei stehenden Maschinen, deren Einlaßventile von einem zweiseitig steuernden Schwingdaumen, welcher zwischen den Ventilgehäusen der Kurbel und Deckelseite angeordnet ist, angetrieben werden. In diesem Falle ist Fig. 470c mit der gezeichneten Richtung von S gültig. Für das obere Ventil behält auch G seine Richtung. Anders bei dem unteren Einlaßventil. Beide Ventile öffnen nach außen, also das untere nach unten. G ist also aufwärts abzutragen. Dagegen wirkt S, da die Ventilspindel entgegen der Öffnungsrichtung hinausgeführt ist, wie beim oberen Ventil im Sinne der Federkraft.

Es gibt aber auch stehende Maschinen, bei denen sämtliche Einlaßventile nach oben öffnen; so hatten z. B. die stehenden Maschinen mit Collmann-Steuerungen der Görlitzer Maschinenbauanstalt unten Einlaßventile, die von oben mit langer Ventilspindel nach oben öffnend angetrieben wurden.

53. Ganz eigenartig gestalten sich die Verhältnisse, wenn eine besonders dicke Ventilspindel angewandt wird, wie das z. B. bei den Ventillokomobilen, Bauart Lentz, der Firma Heinrich Lanz aus Einbaurücksichten der Fall ist. Die Ventilspindel hat hier einen besonders großen Durchmesser, um die unmittelbar an der Spindel angebrachte Daumenrolle durch die Bohrung für die Ventilspindel hindurchbringen zu können.

Die Spindel ist entgegen der Öffnungsrichtung nach dem mit der Außenluft in Verbindung stehenden Daumenwellentunnel geführt, so daß beim Einlaßventil ein starker Spindeldruck im Sinne der Schließbewegung und der Feder auftritt. Der Dampfdruck auf die Ventilspindel ist beim Hochdruckzylinder in der Regel so groß, daß die Feder im eigentlichen Betrieb ganz entbehrt werden kann. Es muß aber doch für das Abstellen der Maschine eine schwache Feder angeordnet werden, weil beim Drosseln und Absperren des Dampfes der Überdruck auf die Spindel sich vermindert und schließlich verschwindet und ohne Feder dann beim Auslaufen der Maschine Stöße zwischen Daumen und Rolle eintreten würden. Der Fall ist für liegende Ventile mit $G = 0$ in Fig. 470d ohne Eintragung der Federkraft dargestellt. Die gestrichelte Höhe zwischen W und P stellt das durch den Dampfdruck auf die starke Ventilspindel erzeugte Übermaß an Anschlußdruck dar.

54. Für die **Zusammensetzung der statischen Kräfte mit den Beschleunigungskräften** ist, nachdem die Beschleunigungskurve ermittelt ist, ihr Maßstab als Kurve der Beschleunigungskräfte zu bestimmen. Die Beschleunigungskräfte B an der Ventilspindel stehen zu den Beschleunigungen b bei direktem Antrieb der Ventilspindel durch den Daumen in der einfachen Beziehung

$$B = \frac{G}{g} b\,.$$

Wenn also der Maßstab der Beschleunigungen z. B. ermittelt oder gewählt wurde zu 1 m/sek² gleich 2,34 mm und das Ventil nebst den mit ihm zu beschleunigenden Massen 4,3 kg wiegt, so stellen 2,34 mm eine Beschleunigungskraft von 4,3/9,81 oder 0,438 kg dar, 1 mm stellt also 0,438/2,34 oder 0,187 kg dar. In gleichem Maßstab sind auch das Federdiagramm und die sonstigen statischen Kräfte aufzutragen.

Wenn zwischen Daumen und Ventilspindel oder bei der Anordnung Art. 552 zwischen Rollenarm und Ventilspindel ein Hebel eingeschaltet ist, muß man sich entscheiden, ob man die Beschleunigung des Trieblings an der Angriffsstelle des Daumens oder die Beschleunigung des Ventils betrachten will. Das letztere ist im allgemeinen das zweckmäßigere; es ist dann das Massenträgheitsmoment des Ventilhebels auf den Angriffsarm des Hebels an der Ventilspindel zu reduzieren. Wenn G_1 das Gewicht des gerade geführten springenden Teils ist (Begriff der springenden Teile vgl. Anhang 23,

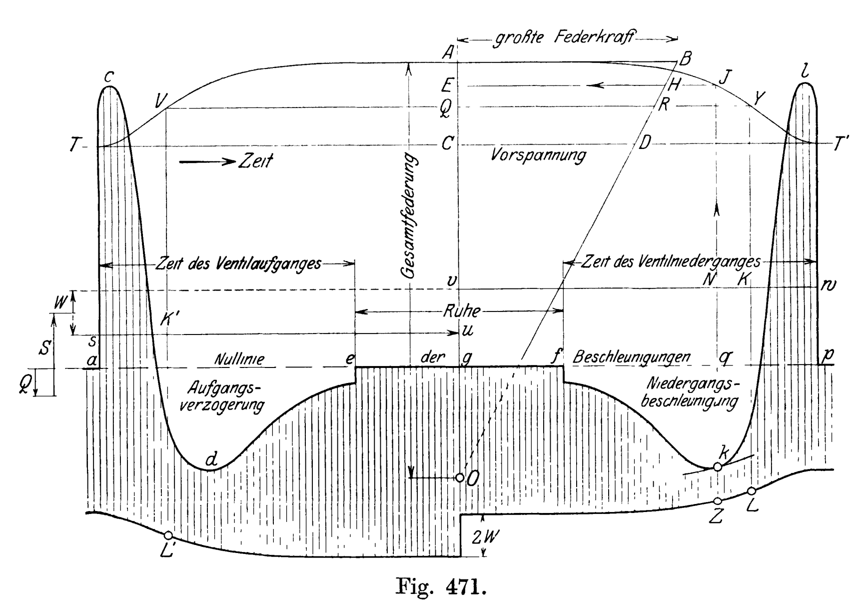


Fig. 471.

Art. 19), G_2 das Gewicht des Ventilhebels, ϱ der Trägheitsradius desselben, R die Länge des Angriffsarms der Ventilspindel, so ist die Beschleunigungskraft an der Ventilspindel bei der Ventilbeschleunigung b

$$B = \left[\frac{G_1}{g} + \frac{G_2}{g}\left(\frac{\varrho}{R}\right)^2\right] b\,.$$

Die Daumenkräfte sind entsprechend dem Hebelverhältnis größer oder kleiner, wobei die Länge des Antriebsarmes der Rolle oder (bei der Anordnung Art. 552) des Daumens zu messen ist von dem Hebeldrehpunkt bis zur Normalen, welche in dem jeweiligen Berührungspunkt der Rolle auf der Daumenkurve zu errichten ist.

55. Das Federdiagramm wird zweckmäßig mit der Ventilerhebungskurve vereinigt, wobei die Federungswege im Maßstab der Ventilerhebungen aufzutragen sind. In Fig. 471 ist TAT' die als Funktion der Zeit aufgetragene Ventilerhebungskurve.

Die in der Richtung OA der Federung wirkenden Federkräfte sind wagerecht, also senkrecht zu ihrer Wirkungslinie, als Funktion der Federung (d. h. der Zusammendrückung bei gedrückten Schraubenfedern, wie sie bei Ventilsteuerungen fast ausschließlich angewandt werden) aufgetragen.

Wenn OA die gesamte Zusammendrückung bei voll gehobenem Ventil ist, ist OC die Zusammendrückung bei geschlossenem Ventil oder die Einbaufederung, welche die Vorspannung erzeugt. Wenn AB die größte Federspannung bei der höchsten Ventilerhebung ist, liegen die Enden der die Federkräfte darstellenden Horizontalen wegen der Proportionalität zwischen Federung und Federkraft auf der Geraden OB. Die Vorspannung ist CD. (Über den Wahl der Vorspannung vgl. Haupttext Art. 605; OA/CA ist die dort mit m bezeichnete Zahl.)

56. Wenn zunächst angenommen wird, daß die Feder und ihre Einbauspannung bekannt ist, findet man die Federkraft bei der beliebig herausgegriffenen Ventilerhebung CQ gleich QR und die zugehörige Zeitabszisse durch horizontales Einschneiden in die Ventilerhebungskurve von Q aus in V und Y.

Die veränderliche Federkraft ist dann mit den anderen statischen Kräften, welche (bis auf den Sprung der Reibungswiderstände bei der Bewegungsumkehr) konstant sind, für jede Ventilerhebung oder jeden Punkt der Zeitabszisse zusammenzusetzen.

57. Die Zusammensetzung der konstanten statischen Kräfte ist, ausgehend von der Höhe der Linie ap, links herausgezeichnet, und zwar für den Fall a des Art. 51, Absatz 1. Für andere Fälle hat die Auftragung ganz nach den in den Art. 51 bis 53 gegebenen Erläuterungen zu erfolgen. Man wird dabei wegen der nachherigen Zusammensetzung mit den Beschleunigungskräften stets von der Nullinie der Beschleunigungen ausgehen.

Von den Endpunktlinien su und vw der konstanten statischen Kräfte trage man die nach Art. 56 u. 57 gefundenen Federkräfte nach unten ab, mache also für die (von der Mitte ausgerechneten) Abszissen QY und QV die Ordinaten KL und $K'L'$ gleich QR. Wenn man die Konstruktion für eine hinreichend große Zahl von Ventilerhebungen oder Abszissen durchführt, erhält man in der unteren Grenzkurve der Figur die Kurve der nach unten gerichteten Kräftesumme P mit ap als Nullinie.

Von der gleichen Nullinie aus ist die Linie $acdefklp$ der Beschleunigungen aufgetragen. Die Aufgangsbeschleunigung ist nach oben gerichtet. Der Beschleunigungswiderstand aber nach unten. Dieser addiert sich im Sinne des d'Alembertschen Prinzips zu den ebenfalls nach unten gerichteten statischen Kräften.

Die Aufgangsverzögerung hat die entgegengesetzte Richtung wie die Aufgangsbeschleunigung; sie ist nach unten gerichtet, ihr negativer Wert, im Sinne des d'Alembertschen Prinzips, nach oben, also den statischen Kräften entgegengesetzt. Die absoluten Werte der Massenkräfte der Aufgangsverzögerung sind also von den statischen Kräften abzuziehen. Das gleiche gilt von den Niedergangsbeschleunigungen, welche mit den Aufgangsverzögerungen gleichgerichtet sind. Die Massenkräfte der Niedergangsbeschleunigungen sind wieder mit den statischen Kräften gleichgerichtet.

58. Die Längen der senkrechten Schraffierungslinien in Fig. 471 stellen die überschießenden Kräfte dar, welche sich als die Vertikalkomponenten der Drucke zwischen Daumen und Rolle äußern werden. Wenn sie negativ werden, springt die Rolle von Daumen ab. Die Gefahr des Abspringens bei

unzulänglicher Federkraft liegt in der Nähe des Maximums der Niedergangsbeschleunigung, wie aus der für eine kleinere Federkraft gezeichneten tangierenden Kurve der Federkräfte zu ersehen ist.

Bei der Berechnung der erforderlichen Federkraft werde vorbehaltlich genauerer, nachträglicher Prüfung der Ort der größten Niedergangsbeschleunigung als Ausgangspunkt benutzt, was bei dem ohnehin erforderlichen Sicherheitszuschlag an Federkraft zulässig erscheint.

59. Der Weg bei Berechnung der Feder wird dann folgender sein: Man trägt das m fache des Ventilhubes CA von A aus nach unten ab, nachdem man m nach Art. 605 gewählt hat und findet den Punkt O. Alsdann geht man von k aufwärts und schneidet in J in die Ventilerhebungskurve ein, zieht JE. Von k geht man um den als erforderlich erachteten Sicherheitszuschlag für den Anschlußdruck nach unten, bis Z, so ist NZ die erforderliche Federkraft bei der Ventilerhebung CE.

Man trägt sie von E aus horizontal ab, bis H, zieht OH, findet die größte Federkraft AB und kann nun die untere Kurve der statischen Kräfte, wenn man will, vollständig oder nur in der Nähe der kritischen Stelle nach dem im Art. 56 und 57 angegebenen Verfahren verzeichnen.

Berechnung der Federabmessungen, vgl. Haupttext Art. 603.

60. Im vorstehenden sind nur die Kräfte bei geöffnetem Ventil betrachtet, weil diese für die Federberechnung, wenn das Ventil normal, d. h. so beaufschlagt ist, daß es durch die Überdrucke bei geschlossenem Ventil angedrückt wird, allein von Interesse sind. Beim ersten Anhub sind jedoch noch die Belastungskräfte des Ventils zu überwinden, die auch bei dem größtenteils entlasteten Doppelsitzventil der Dampfmaschinen für den Einlaß, wenn die Kompression nicht weit heraufreicht, nicht unbedeutend sind. Sie addieren sich zu den ohnehin starken Anfangsbeschleunigungskräften beim Beginn der Öffnung und dem nach unten gerichteten Überschuß der sonstigen statischen Kräfte.

61. Der Daumen wird also in diesem Augenblick sehr stark belastet. Trotz dieser starken Belastung ist bei angemessener Bemessung der Daumen an der fraglichen Stelle kaum eine Zerstörung zu befürchten, weil die Radien der Berührungskreise der Rolle und der Daumenkurve wenig voneinander verschieden (in den Beispielen Art. 483 bis 538 ist $\varrho = 16$ und $r_d = 22$) und gleich gerichtet sind. Mit der Hertzschen Gleichung ergibt sich für diesen Fall auch bei großer Kraft eine verhältnismäßig geringe Flächenpressung. Weiterhin, wo nach Eintritt des Ausgleichs der Dampfdrucke bei geöffnetem Ventil die Ventilbelastung fortfällt und die Kräfte geringer werden, kann trotzdem die Flächenpressung durch die ungünstigeren Krümmungsverhältnisse der sich berührenden Kreise größer und für den Bestand des Daumens gefährlicher werden (vgl. auch Art. 449 und 450).

62. Anders liegen die Verhältnisse bei den Verbrennungskraftmaschinen mit ihren nicht entlasteten Tellerventilen. Die Einlaßventile sind beim Öffnen wegen den geringen Druckunterschieden praktisch unbelastet. Die Auslaßventile sind jedoch beim Öffnen, obwohl sie nur gegen den Expansionsenddruck zu öffnen haben, wegen der großen Belastungsfläche stark belastet, so daß die Flächenpressung beim Anhub trotz der günstigen Krümmungsverhältnisse die gefährlichere sein kann. Das mag mit ein Grund dafür sein, daß bei Großgasmaschinen Wälzhebel mit ihren sehr flachen Kurven vor den Daumen bevorzugt werden.

63. Die Rückwirkung auf den Regler bei den Einlaßreguliersteuerungen der Dampfmaschinen ist trotz der großen Kräfte beim allerersten Öffnen nicht allzu groß, weil die Kräfte bei Stellexzentern nahezu senkrecht zur Exzenterführungsfläche stehen, die dann selbstsperrend wirkt. Bei der Scheitellinie für konstante Voreinströmungswinkel stehen die Anfangskräfte bei allen Füllungen genau senkrecht zu Exzenterführungsfläche. Ähnliches wie für Stellexzenterreguliersteuerungen gilt auch für Lenkerreguliersteuerungen.

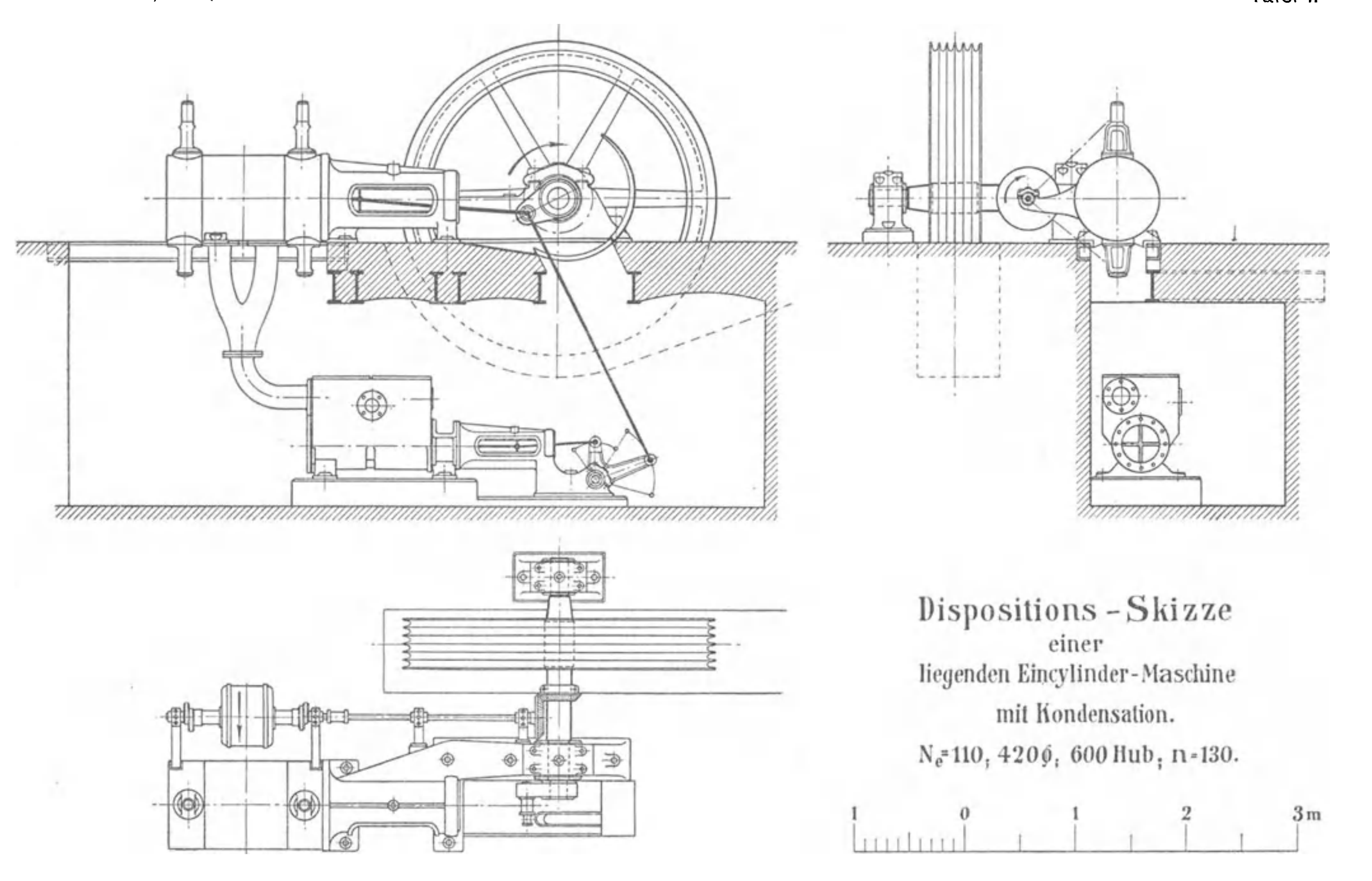
Die Rückwirkungen auf den Regler werden bald nach dem Öffnen trotz des Fortfalls der Ventilbelastung und der Abnahme der Beschleunigungskräfte größer sein als beim ersten Anhub, weil die Abweichungen der Kraftrichtungen von der Senkrechten zur Stellbahn des Exzentermittels größer werden.

64. Wenn das Ventil ausnahmsweise nicht so beaufschlagt ist, daß es in geschlossenem Zustande vom Dampfüberdruck angedrückt wird, sondern abgehoben wird, fällt der Feder noch eine andere, von den Beschleunigungen unabhängige Aufgabe zu, nämlich das Ventil (entgegen dem Dampfüberdruck auf den nicht entlasteten Teil des Ventils) niederzuhalten und mit dem nötigen Dichtungsdruck auf die Sitzflächen zu drücken.

Die Anordnung findet sich aus Einbaurücksichten bei den Auslaßventilen der Ventillokomobilen Bauart Lentz der Firma Heinrich Lanz. Die Dampfüberdrucke sind beträchtlich, nämlich gleich dem Eintrittsdruck weniger Austrittsdruck. Die Entlastung sollte bei dieser Anordnung möglichst weit getrieben werden. Die Anforderungen an die Federkraft bei geschlossenem Ventil werden in diesem Falle im allgemeinen größer sein als bei geöffnetem. Beide Fälle werden zu untersuchen sein.

Sachverzeichnis.

Die Ziffern hinter den Titeln bezeichnen die Artikelnummern. Das Vorkommen in Anhängen ist durch ein vorgesetztes **A** mit der großgedruckten Nummer des Anhanges und hinter einem Komma der kleingedruckten Artikelnummer des Anhanges bezeichnet. Die Artikelnummer des Haupttextes und der Anhange sind über den rechten Seiten des Buches angegeben. Das Hauptvorkommen einer Sache ist durch Fettdruck der Hinweisstelle hervorgehoben. Vgl. auch den Schluß des Vorwortes.



Dispositions-Skizze
einer
liegenden Eincylinder-Maschine
mit Kondensation.
N_e=110; 420⌀; 600 Hub; n=130.

Dampf- und Gasturbinen. Mit einem Anhang über die Aussichten der Wärmekraftmaschinen. Von Dr. phil. Dr.-Ing. **A. Stodola,** Professor an der Eidgenössischen Techn. Hochschule in Zürich. Sechste Auflage. Unveränderter Abdruck der V. Auflage mit einem Nachtrag nebst Entropie-Tafel für hohe Drücke und B' T-Tafel zur Ermittelung des Rauminhaltes. Mit 1138 Textabbildungen und 13 Tafeln. Erscheint im Mai 1924

Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungskraftmaschinen und Kraftgasanlagen. Von Maschinenbaudirektor Dr.-Ing. e. h. **Hugo Güldner,** Vorstand der Güldner-Motoren-Gesellschaft in Aschaffenburg. Dritte, neubearbeitete und bedeutend erweiterte Auflage. Mit 1282 Textfiguren, 35 Konstruktionstafeln und 200 Zahlentafeln. (XX u. 789 S.) Dritter, unveränderter Neudruck. 1922. Gebunden 42 Goldmark / Gebunden 10 Dollar

---

Untersuchungen über den Einfluß der Betriebswärme auf die Steuerungseingriffe der Verbrennungsmaschinen. Von Dr.-Ing. **C. H. Güldner.** Mit 51 Abbildungen im Text und 5 Diagrammtafeln. (VI u. 122 S.) 1924.
5.10 Goldmark; gebunden 6 Goldmark / 1.25 Dollar; gebunden 1.45 Dollar

---

Bau und Berechnung der Verbrennungskraftmaschinen. Eine Einführung. Von **Franz Seufert,** Studienrat a. D., Oberingenieur für Wärmewirtschaft. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 94 Textabbildungen und 2 Tafeln. (IV u. 124 S.) 1922. 2.50 Goldmark / 0.60 Dollar

---

Schnellaufende Dieselmaschinen. Beschreibungen, Erfahrungen, Berechnung, Konstruktion und Betrieb. Von Prof. Dr.-Ing. **O. Föppl,** Marinebaurat a. D., Braunschweig, Dr.-Ing. **H. Strombeck,** Oberingenieur, Leunawerke und Prof. Dr. techn. **L. Ebermann,** Lemberg. Zweite, veränderte und ergänzte Auflage. Mit 147 Textabbildungen und 8 Tafeln, darunter Zusammenstellungen von Maschinen von AEG, Benz, Daimler, Danziger Werft, Germaniawerft, Görlitzer M. A., Körting und MAN Augsburg. (VIII u. 228 S.) 1922.
Gebunden 9 Goldmark / Gebunden 2.15 Dollar

Die Pumpen. Ein Leitfaden für höhere Maschinenbauschulen und zum Selbstunterricht. Von Dipl.-Ing. Prof. **H. Matthiessen** in Kiel und Dipl.-Ing. **E. Fuchslocher** in Kiel. Mit 137 Textabbildungen. (IV u. 85 S.) 1923.
1.60 Goldmark / 0.40 Dollar

Die Kolbenpumpen einschließlich der Flügel- und Rotationspumpen. Von **H. Berg,** Professor a. D. der Technischen Hochschule Stuttgart. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 536 Textfiguren und 13 Tafeln. (X u. 426 S.)
Gebunden 16 Goldmark / Gebunden 3.85 Dollar

Kreiselpumpen. Eine Einführung in Wesen, Bau und Berechnung neuzeitlicher Kreisel- oder Zentrifugalpumpen. Von Dipl.-Ing. **L. Quantz,** Stettin. Mit 109 Textabbildungen. (IV u. 108 S.) 1922. 3.80 Goldmark / 0.95 Dollar

---

Wasserkraftmaschinen. Eine Einführung in Wesen, Bau und Berechnung neuzeitlicher Wasserkraftmaschinen und -Anlagen. Von Dipl.-Ing. **L. Quantz,** Stettin. Vierte, erweiterte und verbesserte Auflage. Mit 179 Textfiguren. (VI u. 148 S.) 1922. 3 Goldmark / 0.75 Dollar



J S - Diagramm

für Wasserdampf von

Knoblauch-Raisch-Hausen[1]

verkleinerte und eingeschränkte Wiedergabe

1 mm gleich 1000 kgm

Wärmeäquivalent 1 WE = 426,9 kgm.

[1] vgl. die Fußnoten S. 319 u. 427.

Verlag von Julius Springer in Berlin.